

ДЛЯ ВУЗОВ

В. И. Крутов

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
"Двигатели внутреннего сгорания"*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1989

ББК 31.365-05я73

К84

УДК [621.43:681.51:681.3] (075.8)

Рецензент кафедры автотракторных двигателей МАДИ

Крутов В. И.

К84 Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 416 с.: ил.

ISBN 5-217-00341-3

Рассмотрены свойства двигателей как регулируемых объектов, принципы действия и конструкции регуляторов. Показаны пути обеспечения всережимности, способы учета случайных возмущающих воздействий.

В новом издании (4-е изд. 1979 г.) большее внимание уделено применению ЭВМ при анализе динамических свойств элементов и систем регулирования. Введены разделы, связанные с учетом случайных процессов, с автоматизацией работы теплоэнергетических установок.

К $\frac{2402010000-194}{038(01)-89}$ 194—89

ББК 31.365-05я73

ISBN 5-217-00341-3 © Издательство «Машиностроение», 1979.
© Издательство «Машиностроение», 1989,
с изменениями.

Двигатели внутреннего сгорания являются основным источником энергии во многих областях народного хозяйства.

«Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» предусмотрено дальнейшее наращивание выпуска дизельных двигателей, повышение степени автоматизации энергетического оборудования. Постоянное внимание должно уделяться улучшению качества оборудования, совершенствованию конструкций двигателей, увеличению их моторесурса.

Одним из путей решения перечисленных задач является автоматизация работы и управления двигателями.

Многие двигателестроительные заводы в настоящее время выпускают двигательные установки, полностью или частично автоматизированные в зависимости от пожеланий заказчика. Однако постоянно повышающиеся требования, предъявляемые к таким установкам в направлении обеспечения лучшей приспособляемости к условиям эксплуатации, охраны окружающей среды, повышенной экономичности и надежности, приводят к необходимости активного поиска все более совершенных конструкций различных автоматических устройств, регуляторов и систем, а также к применению при их создании новейших методов анализа и синтеза в теории автоматического управления и регулирования.

В связи с этим специалисты в области двигателей внутреннего сгорания должны осваивать методы создания систем автоматического регулирования и управления с учетом специфических особенностей двигателей и требований, предъявляемых к ним в процессе эксплуатации.

Для выполнения указанной задачи в учебный план специальности «Двигатели внутреннего сгорания» включена дисциплина «Автоматическое регулирование и управление ДВС». Предлагаемый учебник издан в соответствии с учебной программой, утвержденной Минвузом СССР для данной дисциплины.

В предлагаемом учебнике большое внимание уделено свойствам комбинированных двигателей как регулируемых объектов. Проанализированы условия, вызывающие необходимость установки на двигателях автоматических регуляторов. Рассмотрены

схемы и конструкции основных типов автоматических регуляторов, изложены основные методы оценки их статических и динамических параметров.

В целях компактности изложения материала в качестве основного регулируемого параметра принята частота вращения коленчатого вала. Методы, которые при этом используются, являются в достаточной мере универсальными и поэтому применимы для анализа и синтеза систем автоматического регулирования и других регулируемых параметров двигателей.

Материал, изложенный в учебнике, рассчитан на студентов, обладающих знаниями по высшей математике, теоретической механике, термодинамике и теплопередаче, теории рабочих процессов ДВС, конструкции и расчету ДВС, вычислительной математике и программированию на ЭВМ.

В процессе изучения дисциплины предполагается, кроме прослушивания лекций и отработки практических занятий, выполнение домашних заданий и лабораторного практикума.

Развитие производительных сил общества всегда непосредственно связано с увеличением количества энергии, используемой человеком в процессе производства, и, как следствие, с увеличением числа машин, потребляющих эту энергию, созданием комплексов машин и механизмов, участвующих в одном и том же технологическом процессе.

Внедрение в производственный процесс машин и механизмов, потребляющих энергию от внешних источников и частично заменяющих или облегчающих физический труд человека, называется *частичной механизацией*. По мере совершенствования техники и применения более полной механизации труда на человека во все большей мере возлагаются функции управления машиной или комплексом машин. В тех случаях, когда в производстве за человеком сохраняется лишь функция управления, механизация называется *полной*, или *комплексной*.

Однако постоянно возрастающая интенсификация технологических процессов и увеличение числа участвующих в нем машин поставили человека перед проблемой чрезвычайной сложности процесса управления. Для решения этой проблемы в машины стали включать устройства, предназначенные для выполнения функции управления без участия человека. Передача отдельных функций управления специальным устройствам — приборам, т. е. тем же машинам, привела к частичной автоматизации производственных процессов, а приборы получили название *автоматических регуляторов*.

Частичная автоматизация оказывается приемлемой при участии в производстве ограниченного числа агрегатов и при ограниченной интенсивности их работы. По мере увеличения как числа агрегатов, так и интенсивности их работы поток информации, используемый в процессе управления, резко возрастает. Поэтому в современных условиях частичная автоматизация во многих случаях оказывается недостаточной, в связи с чем необходимо во все больших масштабах переходить от частичной автоматизации к комплексной, при которой за человеком сохраняется лишь функция настройки всей системы производства и управления с контролем за качеством ее работы.

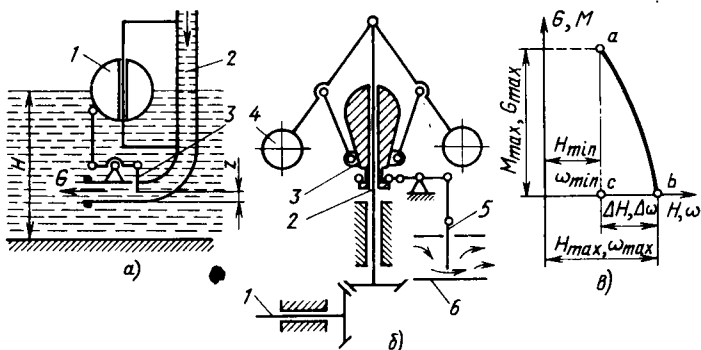


Рис. 1.1. Автоматические регуляторы:

a — системы И. И. Ползунова; b — Д. Уатта; c — их регуляторная характеристика

Возможности комплексной автоматизации значительно расширились после появления электронных вычислительных машин (ЭВМ).

Полная автоматизация производственного процесса может быть жесткой и гибкой. Под *жесткой автоматизацией* понимают такую, при которой система автоматического управления предназначена только для строго определенной цели производства с определенной технологией. Смена этой цели или технологии требует замены системы автоматизации. Такие системы оказались неудобными даже при массовом производстве, поэтому на смену им пришли гибкие производственные системы (ГПС), обеспечивающие возможность сравнительно легкой переналадки. Созданию таких систем в настоящее время уделяется большое внимание.

Таким образом, по мере развития производительных сил человек все больше сталкивается с проблемой управления в самых различных областях своей деятельности.

По мере накопления запаса знаний о процессах управления постепенно выяснилось, что законы, в соответствии с которыми действуют системы управления, имеют много общих черт вне зависимости от области знаний, причем в одних областях эти законы оказывались более изученными, в других — менее. Такое положение привело к идее комплексного изучения проблем управления, в результате чего сформировалась самостоятельная фундаментальная наука об управлении, получившая название кибернетики. Эта наука является весьма многосторонней: одно из ее направлений, связанное с изучением процессов управления машинами, называется технической кибернетикой, или автоматикой, в другом изучаются процессы управления в живых организмах — это бионика и т. д.

Теория автоматики получила развитие прежде всего на базе изучения работы систем автоматического регулирования частоты вращения паровых поршневых машин. Впервые автоматический

регулятор был создан в 1765 г. русским механиком-изобретателем И. И. Ползуновым для его атмосферной паровой машины. Это был регулятор уровня H воды в котле (рис. 1.1, а). Связь между подачей воды G , осуществляемой под управлением автоматического регулятора, и уровнем ее H называется *регуляторной характеристикой* (ab на рис. 1.1, в). Наибольшей подаче воды $G_{\max}$ соответствует полное открытие дроссельной заслонки 3 (см. рис. 1.1, а), когда уровень воды — минимальный $H_{\min}$ (точка a на рис. 1.1, в). По мере повышения уровня воды в котле дроссельная заслонка 3 под воздействием поплавка 1 перекрывает проходное сечение подводящей трубы 2, и при $H_{\max}$ доступ воды прекращается ($G = 0$ в точке b). Разность $\Delta H = H_{\max} - H_{\min}$, называемая неравномерностью работы или статической ошибкой, является важной характеристикой регулирования, определяющей точность поддержания заданного значения регулируемого параметра (в данном случае уровня воды в котле).

В 1786 г. английский механик Д. Уатт запатентовал центробежный регулятор (рис. 1.1, б), предназначенный для регулирования частоты вращения вала его паровой машины. При увеличении частоты вращения валика 2 (угловой скорости ω) грузы 4 расходятся, муфта 3 поднимается и перемещает дроссельную заслонку 5 в сторону перекрытия проходного сечения парового патрубка 6. Это приводит к уменьшению крутящего момента M вала 1 машины и образованию регуляторной характеристики ab (см. рис. 1.1, в). Разность $\Delta \omega = \omega_{\max} - \omega_{\min}$, как и в предыдущем случае, составляет статическую ошибку (неравномерность) регулирования.

Идентичность работы регуляторов, показанных на рис. 1.1, а и б, основанная на измерении отклонения регулируемого параметра (H или ω) от его заданного значения, и совпадение формы регуляторных характеристик ab (см. рис. 1.1, в) послужили основанием называть такую работу регуляторов принципом регулирования Ползунова — Уатта.

В 60-х годах прошлого столетия участились случаи неустойчивой работы регуляторов типа Уатта, в связи с чем возникла необходимость научно проанализировать процесс регулирования. В 1868 г. появилась работа английского физика Д. К. Максвелла, посвященная регуляторам. Однако неудачная идеализация работы регулятора — принятие нулевой статической ошибки регуляторной характеристики (ac на рис. 1.1, в) — не дала возможности получить в результате исследования практически ценных рекомендаций. Вместе с тем, предложенная им методика применения линейных дифференциальных уравнений при анализе процессов регулирования оказалась весьма полезной, получившей затем широкое применение.

Неустойчивость работы регуляторов типа Уатта привела к попыткам применить другие принципы регулирования, например, по нагрузке (принцип Понселе) или по ускорению вра-

щения (принцип братьев Сименс). Однако вскоре выяснилось, что регуляторы типа Понселе или Сименс не могут быть использованы в качестве самостоятельных регуляторов частоты вращения.

В связи с этим задача изучения работы регуляторов типа Уатта стала особенно актуальной.

Основу классической теории автоматического регулирования составила работа профессора Петербургского технологического института И. А. Вышнеградского, опубликованная в 1877 г. Правильный инженерный подход к решению задачи дал возможность И. А. Вышнеградскому полностью раскрыть динамические свойства машины, снабженной регулятором типа Уатта, и показать, что машина и регулятор во время работы образуют единую систему.

В 1892 г. была опубликована работа А. М. Ляпунова «Общие задачи об устойчивости движения», строго обосновавшая условия, при которых оценка устойчивости с помощью линейного дифференциального уравнения справедлива.

В 1893 и 1894 гг. опубликовал свои работы А. Стодола, успешно применивший методику И. А. Вышнеградского к более сложным системам автоматического регулирования.

С 1903 г. вопросами регулирования машин стал заниматься профессор Н. Е. Жуковский. Его лекции по курсу «Теория регулирования хода машин», прочитанные в МВТУ в 1908—1909 гг. и изданные в 1909 г., получили широкую известность. Значительный вклад в разработку вопросов автоматического регулирования двигателей внесли также русские ученые К. Э. Рерих, Е. Л. Николаи и др.

В 1905 г. в Берлине появилась книга М. Толле «Регулирование двигателей», которая вскоре была переведена на русский язык. В этой работе излагалась в основном линейная теория автоматического регулирования.

Серьезных успехов в развитии теории автоматического регулирования добились советские ученые. Вопросы автоматизации и регулирования разрабатывались в различных областях техники, и в 30-х годах появилась необходимость обобщения опыта работы в этом направлении.

В 1932 г. под руководством академика А. А. Чернышова был создан научно-исследовательский институт телемеханики, а с 1939 г. стал издаваться журнал «Автоматика и телемеханика».

В 1938—1939 годы были опубликованы работы А. В. Михайлова, положившие начало применению частотных методов в автоматическом регулировании.

Дальнейшую всестороннюю и глубокую проработку теория автоматического регулирования получила в трудах И. Н. Вознесенского, В. А. Трапезникова, Б. Н. Петрова, В. В. Солодовникова, Е. П. Попова, Я. З. Цыпкина, М. А. Айзермана и многих других. Исследование вопросов устойчивости и качества нели-

нейных систем автоматического регулирования посвятили свои труды А. А. Андронов, Б. В. Булгаков, Н. Н. Баутин, А. И. Лурье и др.

Успехи в области общей теории автоматики способствовали разработке конкретных задач автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания. Устойчивость и качество систем автоматического регулирования дизелей исследовались в работах Г. Г. Калища, Н. Н. Настенко, А. М. Каца, М. И. Левина, В. И. Толшина, И. И. Кринецкого, Е. С. Ковалевского, Д. Х. Морозова и др.

Новое и значительное развитие автоматическое регулирование получило с появлением ЭВМ. В простейших случаях оператор вводит в ЭВМ для обработки информацию о ходе технологического процесса и использует полученные результаты при управлении. В более совершенных системах информация вводится в ЭВМ помимо оператора автоматически, но управляющее воздействие на объект осуществляет оператор. И, наконец, ЭВМ может быть включена непосредственно в цепь автоматического управления, и тогда она не только перерабатывает получаемую информацию, но и вырабатывает и вводит управляющее воздействие в исполнительный механизм регулируемого объекта.

В некоторых случаях на автоматический регулятор возлагается задача поиска оптимального режима работы объекта, характеризующего, например, минимальным расходом топлива. Такой процесс оптимизации режима осуществляется путем многочисленных проб изменения режима, оценки получаемых результатов и выбора лучшего из них. Такие системы автоматического регулирования относятся к числу самонастраивающихся (самоприспосабливающихся).

Применение автоматического регулирования или управления работой двигателей внутреннего сгорания, как и других регулируемых объектов, приводит, как правило, к определенному повышению первоначальной стоимости таких установок. Вместе с тем в эксплуатации автоматизированные установки могут быть более выгодными, например, из-за меньшего числа обслуживающего персонала, большей экономичности работы и т. д. Автоматизация установки оказывается экономически оправданной, если экономия средств, расходуемых за время работы установки до ее выхода из строя, за счет автоматизации окажется выше увеличения первоначальной стоимости установки. Однако вопросы экономичности могут не иметь решающего значения, когда автоматизация связана с обеспечением безопасности или здоровья обслуживающего персонала, а также с охраной окружающей среды.

§ 1.1. ПОНЯТИЕ ОБ ЭЛЕМЕНТАХ И СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

В зависимости от условий эксплуатации к двигателям внутреннего сгорания предъявляются различные требования, удовлетворить которые удастся при установке на двигатель комплекса автоматических устройств определенного функционального назначения.

Если совокупность таких устройств обеспечивает работу двигателя на заданном режиме, смену режима, пуск и остановку, контроль за состоянием, защиту и обслуживание без непосредственного участия человека, то такая автоматизация называется *комплексной*. За человеком остается в этом случае задача настройки и периодического наблюдения за процессом работы. Комплексная автоматизация предполагает наличие совокупности частных систем автоматизации, предназначенных для осуществления отдельных процессов управления.

К частным системам автоматизации относятся системы автоматического регулирования, предназначенные для автоматического поддержания заданных значений отдельных регулируемых параметров (частоты вращения, температуры охлаждающей воды, давления наддува и др.), системы автоматизации пуска и остановки, контроля и защиты, а также системы автоматизации агрегатов обслуживания (подготовки и подачи топлива, масла, пускового воздуха и др.). В тех случаях, когда пульт управления удален от двигателя, в систему комплексной автоматизации входит система дистанционного автоматизированного управления (ДАУ). Важное значение в современных условиях имеет создание систем технической безразборной диагностики состояния двигателя и функциональной автоматизированной диагностики, осуществляемой без остановки двигателя.

В перечисленных выше системах автоматизации взаимодействуют между собой по крайней мере два элемента. Одним из них является сам двигатель как объект автоматического регулирования или управления, другим — устройство, обеспечивающее автоматизацию заданного процесса. Если это устройство предназначено для поддержания на заданном уровне значения регулируемого параметра, то такое устройство называется *автоматическим регулятором*, а совокупность двигателя и автоматического регулятора — *системой автоматического регулирования* (САР).

Совокупность двигателя, как объекта автоматического управления, с прибором или комплексом приборов, осуществляющих процесс автоматизации управления, называется *системой автоматического управления (САУ)*.

Статические и динамические свойства САР или САУ обуславливаются статическими и динамическими свойствами входящих в них элементов и способами их взаимодействия.

§ 1.2. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Взаимодействие элементов в системах автоматического регулирования и управления наиболее наглядно иллюстрируются функциональными схемами, в которых каждый элемент изображается прямоугольником, а взаимодействие элементов показывается стрелками. Так, например, двигатель внутреннего сгорания (рис. 1.2, а) может работать на заданном скоростном режиме ($\omega = \text{const}$) при заданной нагрузке (настройке потребителя $N = \text{const}$) при условии определенной цикловой подачи топлива g_d и, следовательно, при определенном положении h органа управления (рейки, дроссельной заслонки). Для поддержания регулируемого параметра ω на заданном уровне при смене нагрузки необходимо воздействовать на орган управления с целью изменения g_d . Следовательно, изменение h для двигателя является внешним воздействием, как и смена нагрузки N , в связи с чем на функциональной схеме они изображаются стрелками, направленными к двигателю, и называются входными координатами.

Для поддержания заданного скоростного режима двигателя используется автоматический регулятор, воспринимающий воздействие со стороны двигателя в виде изменения угловой скорости ω_p валика 1 (см. рис. 1.1, б). Следовательно, для двигателя ω_p — выходная координата (стрелка от двигателя, см. рис. 1.2, а), а для автоматического регулятора ω_p — входная координата (рис. 1.2, б). Значение ω_p определяет положение z муфты 3 и положение h органа управления 5 двигателем (см. рис. 1.1, б). Таким образом, положение z муфты — выходная координата регулятора (см. рис. 1.2, б).

Во многих случаях регулятор дает возможность устанавливать желаемый скоростной режим или изменять его путем смены настройки ψ регулятора, поэтому ψ также является внешним воздействием — входной координатой регулятора (см. рис. 1.2, б).

Функциональные схемы элементов дают возможность составить функциональную схему САР, в которой выходное воздействие одного элемента является входным другого так, что вся цепь взаимодействия замкнута (рис. 1.2, в). Замыкание в САР должно осуществляться таким образом, чтобы автоматический регулятор AP всегда воздействовал на двигатель внутреннего сгорания

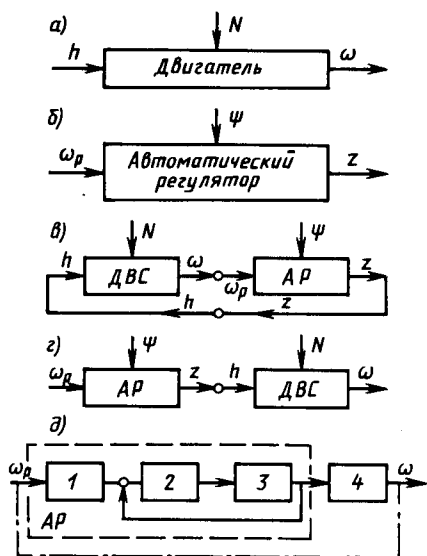


Рис. 1.2. Функциональные схемы: а — двигателя; б — регулятора; в — системы регулирования; г, д — системы управления

двигателем. С учетом главной отрицательной обратной связи $h = h_0 - u_z z$, где u_z — постоянное передаточное отношение, а h_0 — положение рейки, обеспечивающее максимальную цикловую подачу топлива на внешней скоростной характеристике двигателя. Знак минус в этой связи свидетельствует о том, что при положительном перемещении муфты регулятора (ω увеличивается) рейка топливного насоса должна перемещаться в отрицательном направлении — в сторону уменьшения цикловой подачи топлива. Наличие передаточного отношения в связи элементов в функциональных схемах удобно изображать кружком. Основным отличием системы управления от системы регулирования является отсутствие в простейшей САУ общей замкнутой цепи взаимодействия элементов (рис. 1.2, г). В более сложных САУ общая разомкнутая цепь взаимодействия элементов 1—4 может иметь замкнутые контуры взаимодействия (например, элементов 2 и 3 на рис. 1.2, д). В замкнутых системах воздействие регулятора на двигатель зависит от результата воздействия. В разомкнутых системах такой зависимости нет.

§ 1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Анализ функциональных схем систем автоматизации показал, что все они подразделяются на *замкнутые* и *разомкнутые*.

ДВС в направлении восстановления нарушенного режима работы. Так, например, при увеличении ω цикловая подача топлива должна уменьшаться, при уменьшении ω — увеличиваться. Такое взаимодействие двигателя и регулятора в САУ обеспечивается главной отрицательной обратной связью.

Изменения значений всех координат элементов системы считаются положительными, если эти изменения соответствуют увеличению значения регулируемого параметра. Поэтому $\Delta h > 0$ и $\Delta z > 0$, если они вызывают увеличение значения ω .

Положение z муфты автоматического регулятора в системе регулирования кинематически жестко связано с положением h органа управления

двигателем. С учетом главной отрицательной обратной связи $h = h_0 - u_z z$, где u_z — постоянное передаточное отношение, а h_0 — положение рейки, обеспечивающее максимальную цикловую подачу топлива на внешней скоростной характеристике двигателя. Знак минус в этой связи свидетельствует о том, что при положительном перемещении муфты регулятора (ω увеличивается) рейка топливного насоса должна перемещаться в отрицательном направлении — в сторону уменьшения цикловой подачи топлива. Наличие передаточного отношения в связи элементов в функциональных схемах удобно изображать кружком. Основным отличием системы управления от системы регулирования является отсутствие в простейшей САУ общей замкнутой цепи взаимодействия элементов (рис. 1.2, г). В более сложных САУ общая разомкнутая цепь взаимодействия элементов 1—4 может иметь замкнутые контуры взаимодействия (например, элементов 2 и 3 на рис. 1.2, д). В замкнутых системах воздействие регулятора на двигатель зависит от результата воздействия. В разомкнутых системах такой зависимости нет.

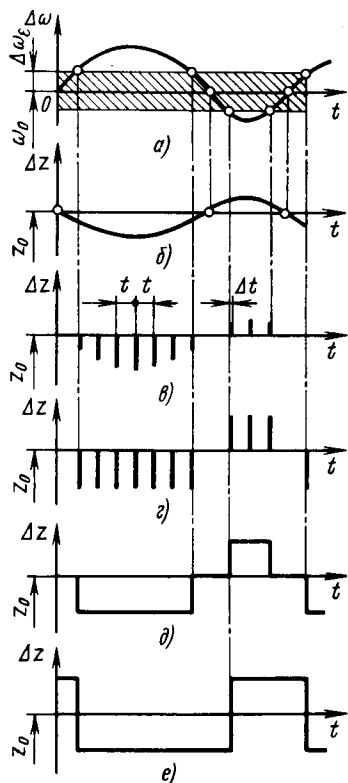
Рис. 1.3. Регулирующие воздействия регуляторов на двигатель:

a — отклонение регулируемого параметра; b — непрерывное воздействие регулятора; $в$ — прерывистое (импульсное) с амплитудой, пропорциональной отклонению регулируемого параметра; $г$ — прерывистое (импульсное) с постоянной амплитудой; $д$ — релейное; $е$ — позиционное

По характеру взаимодействия элементов они подразделяются также на системы *непрерывного* и *прерывистого* действия. При непрерывном регулировании отклонение, например угловой скорости коленчатого вала двигателя, на $\Delta\omega$ от ее значения ω_0 на равновесном режиме вызывает непрерывное воздействие на объект (рис. 1.3, б) в связи с соответствующим отклонением Δz выходной координаты регулятора (рис. 1.3, а) от ее значения z_0 на равновесном режиме. При прерывистом регулировании (рис. 1.3, г) значение регулируемого параметра измеряется регулятором непрерывно, а воздействие на объект осуществляется прерывисто (через некоторые интервалы времени t) импульсами длительностью Δt , причем амплитуда импульса может быть пропорциональной отклонению регулируемого параметра (рис. 1.3, в) и постоянной (см. рис. 1.3, г). В некоторых системах продолжительность импульса Δt или их частота пропорциональны отклонению регулируемого параметра от его равновесного значения.

В системах автоматизации работы двигателей часто применяют релейные элементы, вырабатывающие регулирующее воздействие в тех случаях, когда отклонение регулируемого параметра $\Delta\omega$ превышает некоторое допустимое значение $\pm\Delta\omega_{\text{е}}$ (см. рис. 1.3, а). Направление воздействия всегда противоположно отклонению $\Delta\omega$ и постоянно по амплитуде (рис. 1.3, д). При позиционном регулировании (рис. 1.3, е) направление постоянного по амплитуде воздействия также противоположно отклонению $\Delta\omega$, а переключение направления воздействия на противоположное происходит каждый раз при отклонении $\Delta\omega \geq \Delta\omega_{\text{е}}$.

Непрерывные процессы (см. рис. 1.3, б) используются, как правило, в САР, прерывистые — в САУ.



14

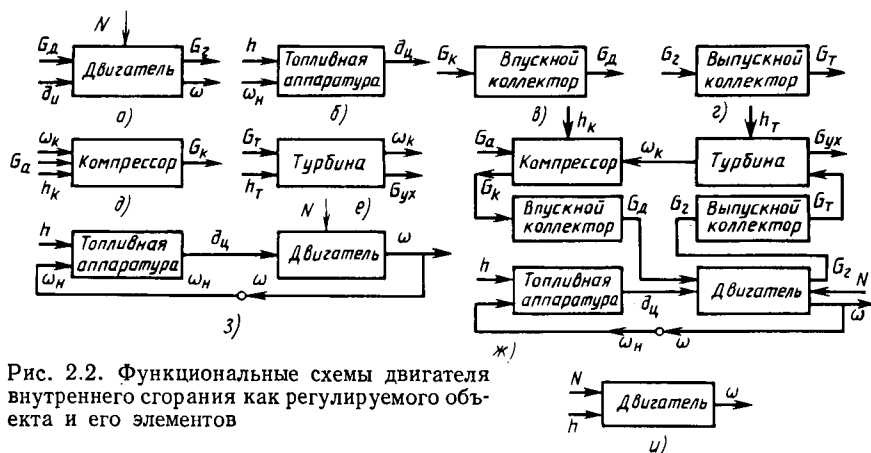


Рис. 2.2. Функциональные схемы двигателя внутреннего сгорания как регулируемого объекта и его элементов

из выпускного коллектора в единицу времени и h_T — положение органа управления турбиной (при регулируемом турбонаддуве) — входные координаты, а ω_k и G_{yx} — количество газа, уходящего из турбины в единицу времени — выходные координаты. При свободном входе воздуха в компрессор и выпуске газа из турбины координаты G_a и G_{yx} в функциональных схемах не учитываются. Совокупность функциональных схем элементов (рис. 2.2, а—е) дает возможность составить функциональную схему комбинированного двигателя в целом. На рис. 2.2, ж показана такая схема для дизеля с автономным турбокомпрессором (см. рис. 2.1) и на рис. 2.2, з — для дизеля без наддува.

В тех случаях, когда нет необходимости раскрывать внутренние взаимосвязи элементов в функциональной схеме, весь двигатель можно изобразить одним прямоугольником (рис. 2.2, у) с входными координатами h и N и выходной ω .

Составление функциональных схем позволяет расчленять сложный объект на составные элементы для предварительного изучения их статических и динамических свойств.

§ 2.2. УСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Режимом работы двигателя называется его состояние в процессе работы, характеризуемое совокупностью ряда параметров, к числу которых относятся N_e — эффективная мощность; M — крутящий момент; ω — угловая скорость коленчатого вала; p_k — давление наддува; g_e — эффективный удельный расход топлива; α — коэффициент избытка воздуха; η_e — эффективный КПД и др.

Режим работы двигателя называется *установившимся*, если числовые значения всех параметров сохраняются постоянными во времени. При этом необходимо учитывать, что при цикличе-

ском характере работы двигателя значения некоторых параметров (например, ω) колеблются относительно некоторого среднего значения. В этом случае в качестве параметра установившегося режима выбирается его среднее значение.

Работа двигателя в установившемся режиме возможна только при выполнении условий статического равновесия, в связи с чем установившиеся режимы часто называются *равновесными*. Так, например, постоянство во времени ω при равновесном режиме возможно при выполнении условия

$$M_0 - M_{c0} = 0, \quad (2.1)$$

где M_0 — крутящий момент двигателя; M_{c0} — момент потребителя (сопротивление). (Индексом «0» отмечаются значения параметров, соответствующие выбранному равновесному режиму).

Постоянство теплового состояния двигателя (температуры охлаждающей воды) обеспечивается при выполнении условия

$$Q_{п0} - Q_{р0} = 0, \quad (2.2)$$

где $Q_{п0}$ — количество теплоты, поступившее от двигателя в систему охлаждения в единицу времени; $Q_{р0}$ — отдача теплоты (расход через радиатор) окружающей среде в ту же единицу времени.

Давление воздуха во впускном коллекторе может быть постоянным только при условии (см. рис. 2.2, ж)

$$G_{к0} - G_{д0} = 0, \quad (2.3)$$

а давление отработавшего газа в выпускном коллекторе — при условии

$$G_{г0} - G_{т0} = 0. \quad (2.4)$$

Постоянное значение ω_k — угловой скорости ротора турбокомпрессора обеспечивается при

$$M_{т0} - M_{к0} = 0, \quad (2.5)$$

где $M_{т0}$ и $M_{к0}$ — крутящие моменты турбины и сопротивления компрессора.

Значения параметров на возможных установившихся режимах работы двигателя строго ограничены прочностными, тепловыми и газодинамическими возможностями. Например, угловая скорость может иметь значение в пределах от $\omega_{\max}$ до $\omega_{\min}$ (рис. 2.3), так как, например, при $\omega < \omega_{\min}$ не обеспечивается смесеобразование и не возникает вспышка рабочей смеси (двигатель глохнет). При каждом значении ω максимально возможное значение мощности ограничивается количеством топлива, которое может сгореть в камере сгорания в каждом цикле и т. д. Таким образом, возможные установившиеся режимы двигателя охватывают некоторую область, показанную на рис. 2.3 в виде заштрихованной площади.

Точка *A* с координатами (1; 1) соответствует номинальному режиму работы; точка *B* — режиму кратковременной перегрузки

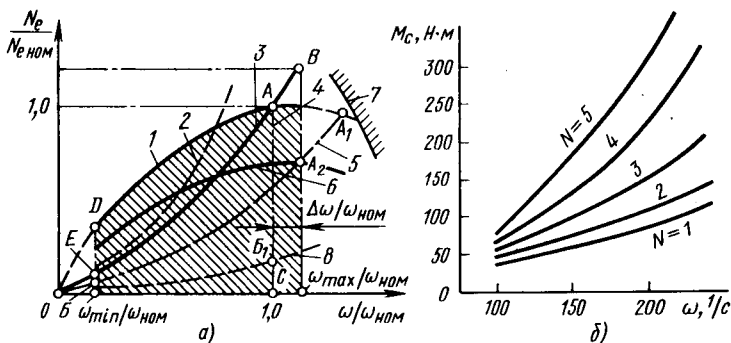


Рис. 2.3. Установившиеся режимы работы двигателей и потребителей:

а — совмещенные характеристики двигателя и потребителя; 1 — внешняя характеристика двигателя; 3, 2, 5 и 8 — характеристики потребителя соответственно номинальная, частичная, штормовая (при оголении винта); 4 — стационарные режимы; 6 — частичная характеристика двигателя; 7 — характеристика предела дымности; б — характеристики момента сопротивления гребного винта при различных настройках N угла атаки

(на 10—15 %); точка C — холостому ходу при $\omega_{\text{ном}}$; точки D и E — минимально возможному скоростному режиму. Режимы работы двигателя на гребной винт (кривая 3) называются обычно судовыми; режимы работы при $\omega_{\text{ном}} = \text{const}$ — стационарными (вертикаль 4); режимы, соответствующие заштрихованной площади, — транспортными.

Между параметрами работы двигателя в установившемся режиме существуют определенные функциональные зависимости, определяемые теорией рабочих процессов двигателя. Обобщенная формула этих зависимостей

$$N_{\text{eo}} = f(M_0; \omega_0; \rho_{\text{кю}}; \alpha_0; \dots). \quad (2.6)$$

Данную функцию можно представить в виде некоторой многомерной поверхности, каждая точка которой определяется совокупностью конкретных значений всех параметров (2.6), определяющих выбранный установившийся режим. Однако при этом часто учитываются не все возможные параметры, а только те, которые представляют наибольший интерес. Например, при нагрузочных режимах $\omega = \text{const}$; $M = \text{var}$; при скоростных режимах $M = \text{const}$; $\omega = \text{var}$.

Последовательная совокупность установившихся режимов при постоянстве одного из выбранных параметров образует соответствующую статическую характеристику двигателя. Например, $M = f(\omega)$ при $h = \text{const}$ (положение рейки топливного насоса) дает скоростную характеристику; $h = f(\omega)$ при $M = \text{const}$ — регулировочную характеристику; $M = f(h)$ при $\omega = \text{const}$ — нагрузочную характеристику и т. д.

Энергия, вырабатываемая двигателем, поглощается тем или иным потребителем, имеющим свою собственную статическую

характеристику. Например, статические характеристики 2, 3, 5 и 8 (рис. 2.3, а) гребного винта или гидравлического тормоза определяются зависимостью $M_c = \Phi_M \omega^2$, электрического тормоза (генератора) — $M_c = B_M \omega$, где Φ_M ; B_M — коэффициенты пропорциональности и т. д. Характеристика потребителя энергии, вырабатываемой двигателем, установленным, например, на автомобиле, $M_c = f(\omega)$ близка к квадратичной параболе со смещенной относительно начала координат вершиной. Таким образом, форма статической характеристики потребителя определяется его конструкцией и принципом действия.

§ 2.3. УСТОЙЧИВОСТЬ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Установившиеся режимы работы двигателя могут быть устойчивыми и неустойчивыми.

К *устойчивым* относятся режимы, самопроизвольно восстанавливающиеся при случайных отклонениях. Так, например, нарушение установившегося скоростного режима, характеризуемого точкой В (рис. 2.4, а) на пересечении скоростных характеристик 1 двигателя и 2 потребителя, приводит к отклонению угловой скорости коленчатого вала на $\Delta\omega'$ или $\Delta\omega''$. При $\omega_B = \omega_{B_0} + \Delta\omega'$ условие (2.1) нарушается, так как $M'_c > M'$, в связи с чем ω уменьшается, и режим, соответствующий точке В, восстанавливается. При $\omega_B = \omega_{B_0} - \Delta\omega''$, наоборот, $M'' > M'_c$, поэтому ω увеличивается, и режим также возвращается к исходному. Способность двигателя восстанавливать нарушенный установившийся режим называется *самовыравниванием* (устойчивостью). При таких режимах двигатель обладает положительным самовыравниванием, или устойчивыми равновесными режимами (которые по своему характеру аналогичны положению шарика в нижней точке вогнутой поверхности).

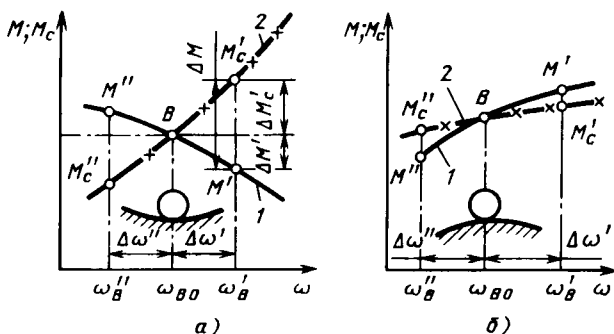


Рис. 2.4. Условия устойчивости режима работы двигателя:

а — устойчивый режим; б — неустойчивый режим; 1 — характеристика двигателя; 2 — характеристика потребителя

Противоположное взаимное расположение характеристик двигателя 1 и потребителя 2 (рис. 2.4, б) соответствует *неустойчивому* режиму работы (такие режимы по своему характеру аналогичны положению шарика на верхней точке выпуклой поверхности).

Устойчивость равновесного режима работы двигателя определяется дисбалансом ΔM крутящего момента двигателя и момента потребителя при данном отклонении $\Delta \omega$ угловой скорости и оценивается отношением

$$F_{\pi} = \Delta M' / \Delta \omega',$$

называемым *фактором устойчивости*. Здесь $\Delta M' = M'_c - M' = = \Delta M_c + \Delta M$. Если $\Delta \omega'$ мало, то отклонения моментов с достаточной степенью точности могут быть определены соотношениями:

$$\Delta M_c = (\partial M_c / \partial \omega) \Delta \omega;$$

$$\Delta M = -(\partial M / \partial \omega) \Delta \omega,$$

с учетом которых

$$F_{\pi} = \partial M_c / \partial \omega - \partial M / \partial \omega. \quad (2.7)$$

Если $F_{\pi} > 0$, то режим работы устойчив, при $F_{\pi} < 0$ — неустойчив. При совпадении характеристик 1 и 2 (см. рис. 2.4) условие (2.1) выполняется при различных ω , поэтому режимы при $F_{\pi} = 0$ также относятся к числу неустойчивых.

Аналогичными разностными соотношениями характеризуется устойчивость:

а) теплового режима двигателя

$$F_t = \partial Q_p / \partial T - \partial Q_{\pi} / \partial T, \quad (2.8)$$

где T — температура воды на выходе из головки двигателя;

б) впускного коллектора

$$F_b = \partial G_{\kappa} / \partial p_{\kappa} - \partial G_{\pi} / \partial p_{\kappa}, \quad (2.9)$$

где p_{κ} — давление наддува;

в) выпускного коллектора

$$F_T = \partial G_T / \partial p_T - \partial G_{\pi} / \partial p_T, \quad (2.10)$$

где p_T — давление газа в коллекторе;

г) турбокомпрессора

$$F_{\kappa} = \partial M_{\kappa} / \partial \omega_{\kappa} - \partial M_{\pi} / \partial \omega_{\kappa}. \quad (2.11)$$

Числовые значения факторов устойчивости определяются по соответствующим статическим характеристикам $M = f(\omega)$, $M_c = f(\omega)$, $Q_p = f(T)$, $Q_{\pi} = f(T)$, $Q_b = f(p_{\kappa})$, $Q_{\pi} = f(p_{\kappa})$ и т. д. графически или, если возможно, дифференцированием соответствующих функциональных зависимостей.

§ 2.4. НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Единственным и исчерпывающим признаком появления в процессе работы двигателя *неустановившихся* режимов является изменение во времени одного, нескольких или всех параметров, входящих в функциональную зависимость (2.6). Таким образом, при неустановившихся режимах значения параметров, входящих в выражение (2.6), оказываются зависимыми от времени.

В связи с этим применительно к неустановившимся режимам зависимость (2.6) получает вид

$$N_e = f(M; \omega; p_k; \alpha; \dots; t), \quad (2.12)$$

свидетельствующий о том, что определенные (числовые) значения параметров, входящих в эту зависимость, имеют смысл лишь для конкретного выбранного мгновения времени t . В зависимость (2.12) входят, таким образом, мгновенные значения параметров.

При возникновении неустановившихся режимов нарушаются условия (2.1)–(2.5) статического равновесия, в результате чего в двигателе оказывается избыточное или недостаточное количество энергии. Например, избыточный крутящий момент в связи с нарушением условия (2.1) вызывает увеличение угловой скорости ω , описываемое дифференциальным уравнением:

$$J d\omega/dt = M - M_c, \quad (2.13)$$

составленным в соответствии с принципом Даламбера. Здесь J — приведенный момент инерции двигателя и связанных с ним агрегатов.

Нарушение теплового баланса (2.2) в системе охлаждения двигателя приводит к изменению температуры охлаждающей воды (или воздуха) в соответствии с дифференциальным уравнением

$$CdT/dt = Q_n - Q_p, \quad (2.14)$$

где C — теплоемкость системы охлаждения двигателя.

Давление p_k во впускном и p_r в выпускном коллекторах изменяются по законам, определяемым дифференциальными уравнениями:

$$dG_b/dt = G_k - G_d; \quad (2.15)$$

$$dG_r/dt = G_r - G_t, \quad (2.16)$$

где G_b и G_r — массы воздуха и газа, сосредоточенные соответственно во впускном и выпускном коллекторах.

Избыток крутящего момента M_T турбин приводит к раскрутке ротора турбокомпрессора в соответствии с дифференциальным уравнением

$$J_R d\omega_R/dt = M_T - M_R, \quad (2.17)$$

где J_R — приведенный момент инерции ротора турбокомпрессора.

Сопоставление уравнений (2.1)–(2.5) с уравнениями (2.13)–(2.17) показывает, что признаками установившегося режима являются также условия $d\omega/dt = 0$; $dT/dt = 0$ и т. д., свидетельствующие о постоянстве во времени соответствующих параметров, характеризующих работу двигателя.

Последовательная во времени совокупность неуставившихся режимов называется *переходным процессом*. В зависимости от выбранного параметра переходные процессы могут быть скоростными $\omega = f(t)$, нагрузочными $M = f(t)$, регулировочными $h = f(t)$, тепловыми $T = f(t)$ и т. д.

Переходные процессы являются важнейшими характеристиками двигателя, определяющими его динамические свойства как регулируемого объекта, поэтому их часто называют также *динамическими характеристиками*. Абсциссой таких характеристик всегда является время t .

Соответствующий переходной процесс можно рассчитать и построить путем решения дифференциальных уравнений (2.13), (2.14) и др.

§ 2.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Двигатель как регулируемый объект по частоте вращения коленчатого вала. Дифференциальное уравнение комбинированного двигателя (см. рис. 2.1) определяется совокупностью дифференциальных уравнений его элементов (см. рис. 2.2, ж).

Собственно двигатель (см. рис. 2.2, а). Динамические свойства собственно двигателя характеризуются дифференциальным уравнением (2.13), в котором $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$, $M = M_0 + \Delta M$, $M_c = M_{c0} + \Delta M_c$ — текущие значения, а ω_0 , M_0 и M_{c0} — значения в выбранном равновесном режиме. Подстановка текущих значений параметров в уравнение (2.13) с учетом уравнения (2.1) приводит его к виду

$$Jd\Delta\omega/dt = \Delta M - \Delta M_c. \quad (2.18)$$

Момент M_c потребителя (рис. 2.3, б) зависит от угловой скорости ω и настройки N потребителя (например, выбор угла атаки винта, передачи, угла наклона дороги и т. п.), т. е.

$$M_c = f(\omega; N). \quad (2.19)$$

Характеристика (2.19) в общем случае нелинейна, однако при малых значениях $\Delta\omega$ такую характеристику можно аппроксимировать линейным участком путем разложения зависимости (2.19) в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} M_{c0} + \Delta M_c &= M_{c0} + (\partial M_c / \partial \omega)_{N_0} \Delta\omega + \\ &+ (\partial^2 M_c / \partial \omega^2)_{N_0} \Delta\omega^2 / 2! + \dots + (\partial M_c / \partial N)_{\omega_0} \Delta N + \\ &+ (\partial^2 M_c / \partial N^2)_{\omega_0} \Delta N^2 / 2! + \dots \end{aligned}$$

При малых значениях $\Delta \omega$ и ΔN членами разложения со второй и более высокими степенями $\Delta \omega$ и ΔN можно пренебречь, т. е. зависимость (2.19) линеаризовать (заменить касательной, проведенной к точке характеристики, соответствующей выбранному равновесному режиму при M_{c0} , ω_0 и N_0). В этом случае *

$$\Delta M_c = (\partial M_c / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial M_c / \partial N) \Delta N. \quad (2.20)$$

Крутящий момент комбинированного двигателя определяется цикловой подачей топлива $g_{ц}$ и полнотой его сгорания. Последнее зависит от количества воздуха, поступающего в камеру сгорания. Так как цикловая подача топлива определяется положением h органа управления (рейки, дроссельной заслонки) и угловой скоростью ω коленчатого вала, а подача воздуха — давлением наддува p_k , то

$$M = f(h; \omega; p_k). \quad (2.21)$$

Разложение данной функциональной зависимости в ряд Тейлора и последующая линеаризация позволяют получить зависимость

$$\Delta M = (\partial M / \partial h) \Delta h + (\partial M / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial M / \partial p_k) \Delta p_k. \quad (2.22)$$

Подставив выражения (2.20) и (2.22) в уравнение (2.18), приводим его к виду

$$J(d\Delta\omega/dz) + F_{д}\Delta\omega = (\partial M/\partial h)\Delta h + (\partial M/\partial p_k)\Delta p_k - (\partial M_c/\partial N)\Delta N. \quad (2.23)$$

Последующий анализ динамических свойств двигателя (и других элементов) оказывается наиболее удобным, если в уравнении (2.23) использовать безразмерные относительные координаты:

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_0; \quad \kappa = \Delta h/h_0; \quad \rho = \Delta p_k/p_{k0}; \quad \alpha_d = \Delta N/N_0. \quad (2.24)$$

После их ввода в уравнение (2.23) и деления всех членов на коэффициент при κ получим

$$T_{д}d\varphi/dt + k_{д}\varphi = \kappa + \theta_{\rho}\rho - \theta_{\alpha}\alpha_d, \quad (2.25)$$

где коэффициент $T_{д}$ (в секундах), называемый временем** собственно двигателя, определяется выражением

$$T_{д} = J\omega_0/[(\partial M/\partial h)h_0]; \quad (2.26)$$

безразмерный коэффициент самовыравнивания

$$k_{д} = F_{д}\omega_0/[(\partial M/\partial h)h_0]; \quad (2.27)$$

безразмерный коэффициент усиления по наддуву

$$\theta_{\rho} = (\partial M/\partial p_k)p_{k0}/[(\partial M/\partial h)h_0]; \quad (2.28)$$

* Индексы ω_0 и N_0 при производных далее опускаются.

** Часто коэффициент $T_{д}$ называют постоянной времени собственно двигателя.

безразмерный коэффициент усиления по настройке потребителя (по нагрузке)

$$\theta_d = (\partial M_c / \partial N) N_0 / [(\partial M / \partial h) h_0]. \quad (2.29)$$

В теории автоматического регулирования широко используется операторная запись дифференциальных уравнений. В этом случае операция дифференцирования по времени d/dt обозначается индексом p (оператор). В соответствии с этим вторая производная по времени p^2 , третья — p^3 , операция интегрирования — $1/p$ и т. д. При такой записи уравнения любая функция (например, φ) в производной может быть отделена от p и в случае необходимости вынесена за скобки. Так, уравнение (2.25) в операторной записи имеет вид

$$(T_d p + k_d) \varphi = \kappa + \theta_p p - \theta_d \alpha_d.$$

Двучлен в скобках называется *собственным оператором* и обозначается

$$d_d(p) = T_d p + k_d. \quad (2.30)$$

С учетом выражения (2.30) уравнение (2.25) примет вид

$$d_d(p) \varphi = \kappa + \theta_p p - \theta_d \alpha_d. \quad (2.31)$$

Операторная запись дифференциального уравнения дает возможность получить передаточные функции элемента, характеризующие воздействия на него той или иной входной координаты, для чего все члены уравнения следует поделить на собственный оператор. В этом случае уравнение (2.31) запишется в виде

$$\varphi = Y_d^{\kappa}(p) \kappa + Y_d^p(p) p + Y_d^{\alpha_d}(p) \alpha_d, \quad (2.32)$$

где передаточная функция по ходу рейки

$$Y_d^{\kappa}(p) = \frac{1}{d_d(p)} = \frac{1}{T_d p + k_d}; \quad (2.33)$$

передаточная функция по давлению наддува

$$Y_d^p(p) = \frac{\theta_p}{d_d(p)} = \frac{\theta_p}{T_d p + k_d}; \quad (2.34)$$

передаточная функция по нагрузке

$$Y_d^{\alpha_d}(p) = -\frac{\theta_d}{d_d(p)} = -\frac{\theta_d}{T_d p + k_d}. \quad (2.35)$$

Таким образом, число передаточных функций каждого элемента соответствует числу его входных координат.

Запись дифференциального уравнения (2.32) через передаточные функции дает возможность построить структурную схему элемента, отражающую его динамические свойства. Каждая передаточная функция в структурной схеме изображается прямо-

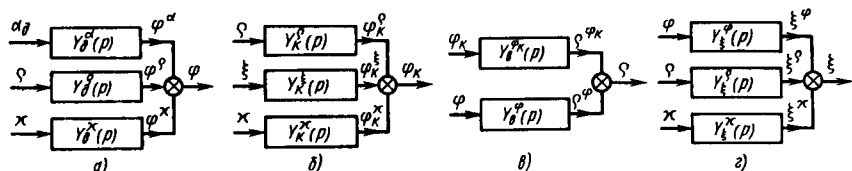


Рис. 2.5. Функциональные схемы элементов комбинированного двигателя:
 а — собственно двигателя; б — турбокомпрессора; в — впускного коллектора; г — выпускного коллектора

угольником, а входные и выходные координаты — стрелками. В соответствии с уравнением (2.32) все выходные координаты

$$\varphi^k = Y_d^k(p) \kappa; \quad \varphi^\rho = Y_d^\rho(p) \rho \quad \text{и} \quad \varphi^\alpha = Y_d^\alpha(p) \alpha_d \quad (2.36)$$

суммируются, поэтому структурная схема собственно двигателя будет иметь вид, показанный на рис. 2.5, а.

Турбокомпрессор (см. рис. 2.2, б, в). Так как $\omega_k = \omega_{k0} + \Delta\omega_k$, $M_T = M_{T0} + \Delta M_T$ и $M_K = M_{K0} + \Delta M_K$, то подстановка их в уравнение (2.17) с учетом условия (2.5) приводит это уравнение к виду

$$J_K d\Delta\omega_k/dt = \Delta M_T - \Delta M_K. \quad (2.37)$$

Момент сопротивления компрессора M_K зависит от количества воздуха, подаваемого в единицу времени во впускной коллектор, и от угловой скорости ω_k ротора. Так как подача воздуха G_K при постоянном давлении окружающей среды в свою очередь определяется давлением наддува p_K и угловой скоростью ротора ω_k , то

$$M_K = f(p_K; \omega_k). \quad (2.38)$$

Если компрессор имеет поворотные лопатки на входе, то $M_K = f(p_K; \omega_k; h_K)$, где h_K — координата положения лопаток. Разложение функции (2.38) в ряд Тейлора и последующая линеаризация позволяют получить зависимость

$$\Delta M_K = (\partial M_K / \partial p_K) \Delta p_K + (\partial M_K / \partial \omega_k) \Delta \omega_k. \quad (2.39)$$

Крутящий момент турбины определяется отношением $M_T = G_T H_T \eta_T / \omega_k$. Расход газа через турбину G_T и теплоперепад H_T в основном зависят от давления газа p_T у турбины и его температуры, определяемой цикловой подачей топлива, т. е. положением органа управления. КПД турбины η_T в первом приближении можно рассматривать как функцию теплоперепада и угловой скорости ротора.

С учетом сказанного

$$M_T = f(p_T; h; \omega_k). \quad (2.40)$$

При наличии поворотных лопаток в сопловом аппарате в функциональной зависимости (2.40) следует дополнительно учесть координату h_T — положение этих лопаток.

Разложение функции (2.40) в ряд Тейлора и последующая линеаризация приводят к виду

$$\Delta M_T = (\partial M_T / \partial p_T) \Delta p_T + (\partial M_T / \partial h) \Delta h + (\partial M_T / \partial \omega_K) \Delta \omega_K. \quad (2.41)$$

Подставив выражения (2.39) и (2.41) в уравнение (2.37) и учитывая формулу (2.11), получим

$$\begin{aligned} J_K (d \Delta \omega_K / dt) + F_K \Delta \omega_K = \\ = (\partial M_T / \partial p_T) \Delta p_T + (\partial M_T / \partial h) \Delta h - (\partial M_K / \partial p_K) \Delta p_K. \end{aligned}$$

После перехода к относительным координатам (2.24), а также к координатам

$$\varphi_K = \Delta \omega_K / \omega_{K0}; \quad \xi = \Delta p_T / p_{T0} \quad (2.42)$$

и деления всех членов уравнения на коэффициент при ξ получим

$$T_T (d\varphi_K / dt) + k_T \varphi_K = \xi + \theta_h \kappa - \theta_p \rho, \quad (2.43)$$

где время турбокомпрессора (в секундах)

$$T_T = J_K \omega_{K0} / [(\partial M_T / \partial p_T) p_{T0}]; \quad (2.44)$$

коэффициент самовывравнивания

$$k_T = F_K \omega_{K0} / [(\partial M_T / \partial p_T) p_{T0}]; \quad (2.45)$$

коэффициент усиления по ходу рейки

$$\theta_h = (\partial M_T / \partial h) h_0 / [(\partial M_T / \partial p_T) p_{T0}]; \quad (2.46)$$

коэффициент усиления по давлению наддува

$$\theta_p = (\partial M_K / \partial p_K) p_{K0} / [(\partial M_T / \partial p_T) p_{T0}]. \quad (2.47)$$

В операторной форме дифференциальное уравнение турбокомпрессора имеет вид

$$d_K(p) \varphi_K = \xi + \theta_h \kappa - \theta_p \rho, \quad (2.48)$$

где его собственный оператор

$$d_K(p) = T_T p + k_T. \quad (2.49)$$

После деления на собственный оператор членов уравнения (2.48) получим

$$\varphi_K = Y_K^\xi(p) \xi + Y_K^\kappa(p) \kappa + Y_K^\rho(p) \rho. \quad (2.50)$$

Передаточные функции этого уравнения

$$\begin{aligned} Y_K^\xi(p) &= 1 / (T_T p + k_T); \quad Y_K^\kappa(p) = \theta_h / (T_T p + k_T); \\ Y_K^\rho(p) &= -\theta_p / (T_T p + k_T) \end{aligned} \quad (2.51)$$

дают возможность построить структурную схему турбокомпрессора (рис. 2.5, б).

Впускной коллектор (см. рис. 2.2, в). При невысоких давлениях наддува и при малых отклонениях от режима изменением температуры T_v воздуха во впускном коллекторе можно пренебречь и принять $T_v = \text{const}$. В этом случае в соответствии с уравнением состояния воздуха

$$G_v = V_v p_k / (R_v T_v); \quad dG_v/dt = [V_v / (R_v T_v)] (dp_k/dt), \quad (2.52)$$

где V_v — объем впускного коллектора и R_v — газовая постоянная. При неустановившихся режимах $p_k = p_{k0} + \Delta p_k$; $G_k = G_{k0} + \Delta G_k$ и $G_d = G_{d0} + \Delta G_d$. Подставив их в уравнение (2.15) и учитывая выражения (2.3) и (2.52), получим

$$[V_v / (R_v T_v)] (d \Delta p_k / dt) = \Delta G_k - \Delta G_d. \quad (2.53)$$

Так как $G_d = f(p_k; \omega)$ и $G_k = f(p_k; \omega_k)$, то

$$\Delta G_d = (\partial G_d / \partial p_k) \Delta p_k + (\partial G_d / \partial \omega) \Delta \omega \quad (2.54)$$

и

$$\Delta G_k = (\partial G_k / \partial p_k) \Delta p_k + (\partial G_k / \partial \omega_k) \Delta \omega_k. \quad (2.55)$$

С учетом выражений (2.9), (2.54) и (2.55) уравнение (2.53) примет вид

$$[V_v / (R_v T_v)] (d \Delta p_k / dt) + F_v \Delta p_k = (\partial G_k / \partial \omega_k) \Delta \omega_k - (\partial G_d / \partial \omega) \Delta \omega.$$

После перехода к относительным координатам (2.24) и (2.42) и деления всех членов на коэффициент при φ_k получим

$$T_v (dp/dt) + k_v p = \varphi_k - \theta_v \varphi, \quad (2.56)$$

где время впускного коллектора (в секундах)

$$T_v = V_v p_{k0} / [(R_v T_v) (\partial G_k / \partial \omega_k) \omega_{k0}], \quad (2.57)$$

коэффициент самовыравнивания

$$k_v = F_v p_{k0} / [(\partial G_k / \partial \omega_k) \omega_{k0}] \quad (2.58)$$

и коэффициент усиления по угловой скорости коленчатого вала

$$\theta_v = (\partial G_d / \partial \omega) \omega_0 / [(\partial G_k / \partial \omega_k) \omega_{k0}]. \quad (2.59)$$

Большинство двигателей имеют такие объемы V_v впускного коллектора, что числовые значения T_v оказываются весьма малыми и практически не оказывают влияния на переходные процессы. В связи с этим во многих случаях можно пренебречь объемом впускного коллектора и принимать $T_v \approx 0$. В этом случае уравнение впускного коллектора будет иметь вид

$$k_v p = \varphi_k - \theta_v \varphi. \quad (2.60)$$

После деления на k_v всех членов уравнения (2.60) получим

$$p = Y_v^{\varphi_k}(p) \varphi_k + Y_v^{\varphi}(p) \varphi. \quad (2.61)$$

Передаточные функции этого уравнения

$$Y_{\text{в}}^{\Phi \kappa}(p) = 1/k_{\text{в}}; \quad Y_{\text{в}}^{\Phi}(p) = -\theta_{\text{в}}/k_{\text{в}} \quad (2.62)$$

дают возможность построить структурную схему впускного коллектора (см. рис. 2.5, в).

Выпускной коллектор (см. рис. 2.2, з). При неустановившихся режимах работы двигателя $G_{\text{г}} = G_{\text{г}0} + \Delta G_{\text{г}}$ и $G_{\text{т}} = G_{\text{т}0} + \Delta G_{\text{т}}$, а масса газа, сосредоточенная в объеме $V_{\text{г}}$ выпускного коллектора, $G_{\text{г}} = V_{\text{г}} \rho_{\text{г}}$, где $\rho_{\text{г}}$ — плотность газа. Подставив указанные выражения в уравнение (2.16) и учитывая условия (2.4), получим

$$V_{\text{г}}(d\rho_{\text{г}}/dt) = \Delta G_{\text{г}} - \Delta G_{\text{т}}. \quad (2.63)$$

Сжатие или расширение газа в выпускном коллекторе могут быть приняты политропными с постоянным показателем политропы $n_{\text{г}}$. В этом случае $p_{\text{г}} \rho_{\text{г}}^{-n_{\text{г}}} = \text{const}$, и тогда

$$d\rho_{\text{г}}/dt = [\rho_{\text{г}}/(n_{\text{г}} p_{\text{г}})](dp_{\text{г}}/dt). \quad (2.64)$$

Масса газа $G_{\text{г}}$, поступающая из цилиндров двигателя в выпускной коллектор, определяется массой воздуха $G_{\text{д}}$, участвовавшего в процессе, и массой цикловой подачи топлива $g_{\text{ц}}$, а также противодавлением в выпускном коллекторе, т. е. давлением $p_{\text{г}}$ находящегося в нем газа. Однако масса продуктов сгорания топлива существенно меньше массы воздуха, в связи с чем влиянием $g_{\text{д}}$ можно пренебречь и принять $G_{\text{г}} = f(G_{\text{д}}; p_{\text{г}})$. Разложение этой функции в ряд и линеаризация с учетом выражения (2.54) приводят к зависимости

$$\Delta G_{\text{г}} = (\partial G_{\text{г}}/\partial \omega) \Delta \omega + (\partial G_{\text{г}}/\partial p_{\kappa}) \Delta p_{\kappa} + (\partial G_{\text{г}}/\partial p_{\text{г}}) \Delta p_{\text{г}}. \quad (2.65)$$

Расход газа $G_{\text{г}}$ через турбину определяется давлением газа $p_{\text{г}}$ перед турбиной и его температурой $T_{\text{топ}}$. Последнее однозначно определяется количеством сгоревшего топлива, т. е. его цикловой подачей и, следовательно, положением h рейки топливного насоса. Таким образом, $G_{\text{г}} = f(p_{\text{г}}; h)$, в связи с чем

$$\Delta G_{\text{г}} = (\partial G_{\text{г}}/\partial p_{\text{г}}) \Delta p_{\text{г}} + (\partial G_{\text{г}}/\partial h) \Delta h. \quad (2.66)$$

Подстановка выражений (2.64)—(2.66) в уравнение (2.63) с учетом выражения (2.10) приводит это уравнение к виду

$$[V_{\text{г}} \rho_{\text{г}}/(n_{\text{г}} p_{\text{г}})](d \Delta p_{\text{г}}/dt) + F_{\text{т}} \Delta p_{\text{г}} = (\partial G_{\text{г}}/\partial \omega) \Delta \omega + + (\partial G_{\text{г}}/\partial p_{\kappa}) \Delta p_{\kappa} - (\partial G_{\text{г}}/\partial h) \Delta h. \quad (2.67)$$

После перехода к относительным координатам (2.24), (2.42) и деления всех членов на коэффициент при Φ уравнение (2.67) получает вид

$$T_{\text{г}}(d\xi/dt) + k_{\text{г}}\xi = \Phi + \theta_{\text{г}}\rho - \theta_{\kappa}\kappa. \quad (2.68)$$

Здесь время выпускного коллектора (в секундах)

$$T_{\text{г}} = V_{\text{г}} \rho_{\text{г}}/[(\partial G_{\text{г}}/\partial \omega) n_{\text{г}} \omega_0]; \quad (2.69)$$

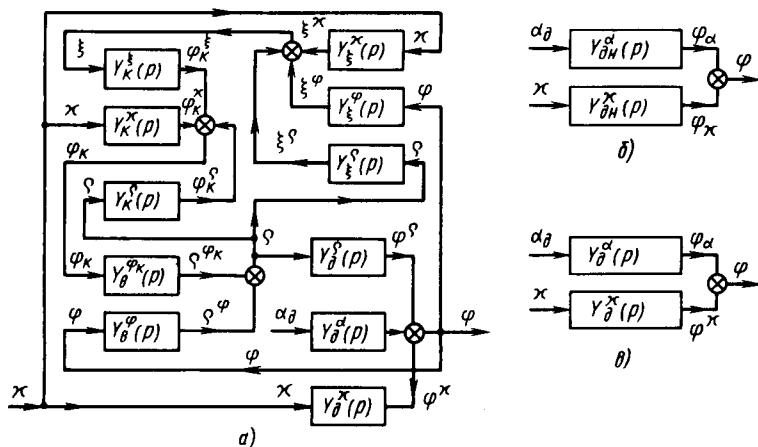


Рис. 2.6. Функциональные схемы дизеля:

а — с газотурбинным наддувом (развернутая); б — то же (свернутая); в — без наддува

коэффициент самовыравнивания

$$k_r = F_T p_{T0} / [(\partial G_T / \partial \omega) \omega_0]; \quad (2.70)$$

коэффициент усиления по давлению наддува

$$\theta_r = (\partial G_T / \partial p_K) p_{K0} / [(\partial G_T / \partial \omega) \omega_0]; \quad (2.71)$$

коэффициент усиления по ходу рейки

$$\theta_x = (\partial G_T / \partial h) h_0 / [(\partial G_T / \partial \omega) \omega_0]. \quad (2.72)$$

Большинство двигателей имеют такие объемы V_r , при которых числовые значения T_r настолько малы, что почти не оказывают влияния на переходные процессы, в связи с чем во многих случаях можно считать $T_r \approx 0$, и тогда уравнение (2.68) примет вид

$$k_r \xi = \varphi + \theta_r \rho - \theta_x x. \quad (2.73)$$

После деления всех членов уравнения (2.73) на k_r получим

$$\xi = Y_\xi^\varphi(p) \varphi + Y_\xi^\rho(p) \rho + Y_\xi^x(p) x. \quad (2.74)$$

Передаточные функции этого уравнения

$$Y_\xi^\varphi(p) = 1/k_r; \quad Y_\xi^\rho(p) = \theta_r/k_r; \quad Y_\xi^x(p) = -\theta_x/k_r \quad (2.75)$$

дают возможность построить структурную схему выпускного коллектора (см. рис. 2.5, з).

Дизель с автономным газотурбинным наддувом. Функциональные схемы элементов (см. рис. 2.5, а—г) дают возможность построить функциональную схему дизеля с автономным газотурбинным наддувом (рис. 2.6, а), которая показывает, что все его элементы взаимосвязаны в работе. Поэтому динамические

свойства дизеля в целом определяются совокупностью динамических свойств всех входящих в него элементов и, следовательно, совокупностью их дифференциальных уравнений, составляющих систему:

$$\left. \begin{aligned} d_d(p) \varphi &= \kappa + \theta_p \rho - \theta_d \alpha_d; \\ d_k(p) \varphi_k &= \xi + \theta_k \kappa - \theta_p \rho; \\ k_b \rho &= \varphi_k - \theta_b \varphi; \\ k_r \xi &= \varphi + \theta_r \rho - \theta_k \kappa. \end{aligned} \right\} \quad (2.76)$$

Выходной координатой такого комбинированного двигателя (см. рис. 2.6, а) является изменение φ угловой скорости коленчатого вала, а входными — перемещение κ рейки топливного насоса и α_d — изменение нагрузки. Остальные координаты можно исключить.

Совместное решение системы уравнений (2.76) можно найти в форме

$$\Delta \varphi = \Delta \varphi, \quad (2.77)$$

где Δ — главный определитель системы. Для его составления целесообразно уравнения представить в виде

$$\begin{aligned} d_d(p) \varphi - \theta_p \rho + 0 &+ 0 = \kappa - \theta_d \alpha_d; \\ 0 + \theta_p \rho + d_k(p) \varphi_k - \xi &= \theta_k \kappa; \\ \theta_b \varphi + k_b \rho - \varphi_k &+ 0 = 0; \\ -\varphi - \theta_r \rho + 0 &+ k_r \xi = -\theta_k \kappa, \end{aligned}$$

и тогда

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_d(p); & -\theta_p; & 0; & 0 \\ 0; & \theta_p; & d_k(p); & -1 \\ \theta_b; & k_b; & -1; & 0 \\ -1; & -\theta_r; & 0; & k_r \end{vmatrix}.$$

Присоединенный определитель — определитель воздействия по φ

$$\Delta_\varphi = \begin{vmatrix} \kappa - \theta_d \alpha_d; & -\theta_p; & 0; & 0 \\ \theta_k \kappa; & \theta_p; & d_k(p); & -1 \\ 0; & k_b; & -1; & 0 \\ -\theta_k \kappa; & -\theta_r; & 0; & k_r \end{vmatrix}.$$

Раскрытие определителей и подстановка их в уравнение (2.77) дают уравнение

$$T_{d2}^2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + T_{d1} \frac{d\varphi}{dt} + k_{dn} \varphi = T_\kappa \frac{d\kappa}{dt} + k_\kappa \kappa - T_\alpha \frac{d\alpha_d}{dt} - k_\alpha \alpha_d. \quad (2.78)$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} T_{д2}^2 &= T_{д} T_{т} k_{в} k_r; \\ T_{д1} &= [T_{д} (k_{в} k_r + \theta_p) + T_{т} (k_{д} k_{в} + \theta_p \theta_b)] k_r - T_{д} \theta_r; \\ k_{дн} &= k_{д} k_r (k_{т} k_{в} + \theta_p) - \theta_p (1 - \theta_{в} k_{т} k_r) - k_{д} \theta_r; \\ T_{\kappa} &= T_{т} k_{в} k_r; \\ k_{\kappa} &= k_r (k_{т} k_{в} + \theta_b \theta_p + \theta_p) - \theta_{\kappa} \theta_p - \theta_r; \\ T_{\alpha} &= T_{т} \theta_{д} k_{в} k_r; \\ k_{\alpha} &= \theta_{д} k_r (k_{т} k_{в} + \theta_p) - \theta_{д} \theta_r, \end{aligned} \right\} \quad (2.79)$$

где $T_{д1}$, $T_{д2}$, T_{κ} , T_{α} — время в секундах.

В операторной форме уравнение (2.78) примет вид

$$d_{дн}(p) \varphi = s_{д}(p) \kappa - u_{д}(p) \alpha_{д}, \quad (2.80)$$

где собственный оператор двигателя с газотурбинным наддувом

$$d_{дн}(p) = T_{д2}^2 p^2 + T_{д1} p + k_{дн}; \quad (2.81)$$

оператор воздействия по перемещению органа управления (по управлению)

$$s_{д}(p) = T_{\kappa} p + k_{\kappa} \quad (2.82)$$

и оператор воздействия по нагрузке (по возмущению)

$$u_{д}(p) = T_{\alpha} p + k_{\alpha}. \quad (2.83)$$

Деление на собственный оператор (2.81) всех членов уравнения (2.80) приводит последнее к виду

$$\varphi = Y_{дн}^{\kappa}(p) \kappa + Y_{дн}^{\alpha}(p) \alpha_{д}, \quad (2.84)$$

передаточные функции которого

$$\left. \begin{aligned} Y_{дн}^{\kappa}(p) &= (T_{\kappa} p + k_{\kappa}) / (T_{д2}^2 p^2 + T_{д1} p + k_{дн}); \\ Y_{дн}^{\alpha}(p) &= - (T_{\alpha} p + k_{\alpha}) / (T_{д2}^2 p^2 + T_{д1} p + k_{дн}) \end{aligned} \right\} \quad (2.85)$$

дают возможность функциональную схему двигателя (см. рис. 2.6, а) упростить (рис. 2.6, б).

Дизель без наддува. Систему впуска воздуха двигателя без наддува подбирают из условия подачи воздуха в цилиндры на номинальном режиме в количествах, достаточных для полного сгорания топлива, вследствие чего крутящий момент двигателя практически не зависит от давления во впускном коллекторе как на номинальном, так и на всех частичных режимах.

В связи с этим $\partial M / \partial p_{\kappa} = 0$ и, следовательно, в соответствии с формулой (2.28) $\theta_p = 0$. Так как в дизеле без наддува турбокомпрессор отсутствует, а во впускном и выпускном трубопроводах при всех режимах выполняются условия (2.3) и (2.4), то в системе дифференциальных уравнений (2.76) сохраняется лишь

первое уравнение собственно двигателя, которое при условии $\theta_p = 0$ принимает вид

$$\left. \begin{aligned} T_d \frac{d\varphi}{dt} + k_d \varphi &= \kappa - \theta_d \alpha_d \\ \text{или} \quad d_d(p) \varphi &= \kappa - \theta_d \alpha_d \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

с собственным оператором (2.30).

Деление на собственный оператор всех членов уравнения (2.86) приводит его к виду

$$\varphi = Y_d^*(p) \kappa + Y_d^\alpha(p) \alpha_d,$$

передаточные функции которого

$$\begin{aligned} Y_d^*(p) &= 1/d_d(p) = 1/(T_d p + k_d); \\ Y_d^\alpha(p) &= -\theta_d/d_d(p) = -\theta_d/(T_d p + k_d) \end{aligned} \quad (2.87)$$

дают возможность построить функциональную схему дизеля без наддува (рис. 2.6, в).

Двигатель как регулируемый объект по температуре охлаждающей воды (воздуха). Заданный уровень теплового состояния двигателя может поддерживаться в течение неопределенного времени только при выполнении условия (2.2). Однако при изменении режима работы двигателя количество теплоты Q_n , поступающее от двигателя в систему охлаждения, изменяется, поэтому система охлаждения должна обеспечивать постоянство температуры T путем изменения количества теплоты Q_p , отдаваемой в окружающую среду. Известно, что в общем случае

$$Q_p = CG(T - T_{вх}), \quad (2.88)$$

где C — приведенная теплоемкость системы охлаждения; G — расход охлаждающей жидкости в единицу времени; T — температура воды на выходе из головки двигателя; $T_{вх}$ — температура жидкости на входе в двигатель.

Приведенная теплоемкость C с достаточной для практики точностью может быть определена в виде суммы

$$C = C_{ж} G_{ж} + C_{м} G_{м},$$

где $C_{ж}$ и $C_{м}$ — удельные теплоемкости жидкости и металла; $G_{ж}$ и $G_{м}$ — массы жидкости и металла, участвующие в аккумуляровании теплоты.

Формула (2.88) показывает, что количество теплоты Q_p может быть изменено путем воздействия либо на расход жидкости G , либо на температуру воды $T_{вх}$ на входе в систему в соответствии с изменением количества теплоты Q_n .

По способу отвода теплоты от двигателя системы охлаждения подразделяются на жидкостные и воздушные, проточные и закрытые.

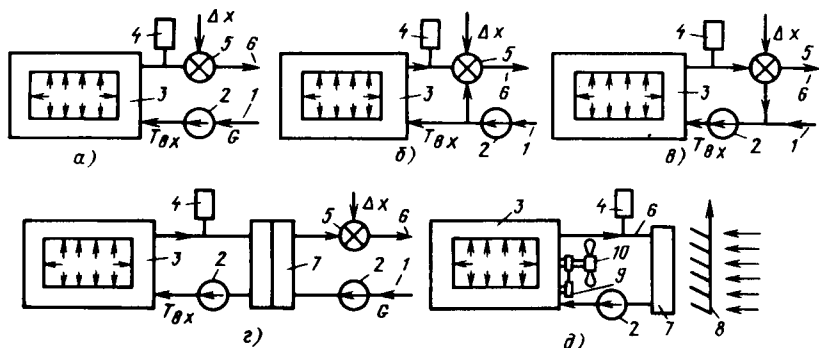


Рис. 2.7. Системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания:

а, б, в — открытые соответственно с дросселированием, перепуском и с обводом; г, д — закрытые соответственно с водо-водяным и с водовоздушным радиаторами; 1 — подвод охлаждающей жидкости; 2 — насос; 3 — двигатель; 4 — датчик температуры; 5 — регулирующий вентиль; 6 — сливной трубопровод; 7 — радиатор; 8 — жалюзи; 9 — привод вентилятора; 10 — вентилятор

Проточные системы охлаждения (рис. 2.7, а, б, в) применяют только в стационарных и судовых условиях работы. Для охлаждения транспортных двигателей используются закрытые системы охлаждения (рис. 2.7, г, д). Через зарубашечный объем двигателя 3 в таких системах охлаждения циркулирует одна и та же жидкость, охлаждаемая после двигателя в радиаторе 7.

Температуру в системах охлаждения двигателя можно регулировать путем дросселирования (рис. 2.7, а, г), перепуска (рис. 2.7, б) и обвода (рис. 2.7, в).

Часто, особенно в транспортных условиях, рабочим телом вторичного контура закрытой системы охлаждения является воздух, проталкиваемый через радиатор 7 вентилятором 10 (рис. 2.7, д). В этом случае температура жидкости, охлаждающей двигатель и циркулирующей в закрытом контуре, регулируется путем изменения количества воздуха (или воды) G , проходящего через радиатор 7 в единицу времени. Регулирующим органом в таких системах являются либо жалюзи 8, с помощью которых изменяется дросселирование потока воздуха, либо сам вентилятор 10.

В некоторых системах вентилятор включается в работу на полную мощность только при достижении в системе охлаждения определенного максимально допустимого уровня температуры T . На рис. 2.8, а показан пример такого привода вентилятора. Крыльчатка 8 водяного насоса системы охлаждения зубчатым колесом 1 и вал 3 ременной передачей через шкив 7 постоянно связаны с коленчатым валом двигателя. При низкой температуре трictionный конус 6 не соприкасается со ступицей вентилятора 4, поэтому воздух к радиатору не подается. По мере повышения температуры охлаждающей воды ацетон или хлороформ

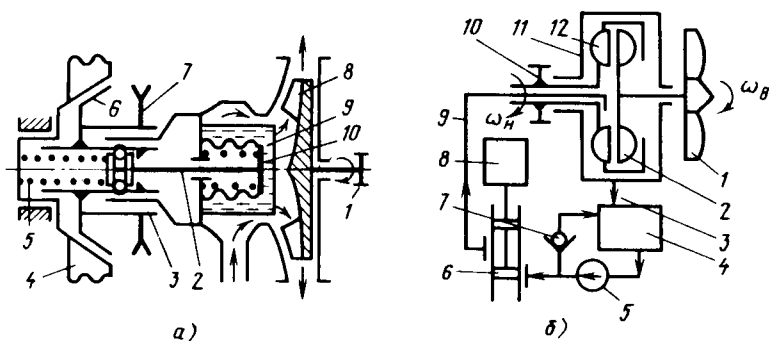


Рис. 2.8. Способы изменений расхода воздуха в системах охлаждения двигателя: а — с дискретным включением вентилятора; б — с пропорциональным изменением угловой скорости вентилятора

с воском, которым заполнена полость 9, расширяется, сильфон 10 сжимается, перемещая шток 2 и вал 3 в сторону сжатия пружины 5. Вместе с валом 3 влево перемещается фрикционный конус 6, который при определенной температуре прижимается к ступице вентилятора 4 и таким образом приводит его во вращение. При снижении температуры воды давление паров в полости 9 снижается, и пружина 5 возвращает вал 3 в исходное положение, отключая вентилятор от двигателя.

Используются также передачи к вентилятору, которые осуществляют изменение угловой скорости крыльчатки плавно в зависимости от изменяющейся температуры охлаждающей воды. Такой закон регулирования может быть обеспечен электрическим, механическим или гидравлическим приводом. В последнем случае крыльчатка 1 вентилятора укрепляется на одном валу с ведомой частью 2 гидромуфты 11 (рис. 2.8, б). Ведущая ее часть 12 связана постоянной передачей с коленчатым валом двигателя через зубчатое колесо 10. Угловая скорость вентилятора регулируется изменением заполнения гидромуфты рабочей жидкостью, подаваемой насосом 5 и поступающей во внутреннюю полость по трубопроводу 9 через регулирующий золотник 6. Избыток жидкости через клапан 7 перепускается в бак 4. Из гидромуфты 11 жидкость по каналу 3 возвращается в бак 4 самотеком. Положение золотника определяется чувствительным элементом (термостатом) 8, измеряющим температуру охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя.

Для электрического привода вентилятора применяется специальный электродвигатель с частотой вращения ротора, определяемой температурой охлаждающей воды. В особую группу следует выделить вентиляторы, производительность которых регулируется поворотом лопастей крыльчатки (изменением угла атаки), шарнирно укрепленных в ступице. Угол поворота зависит от температуры охлаждающей жидкости и частоты вращения

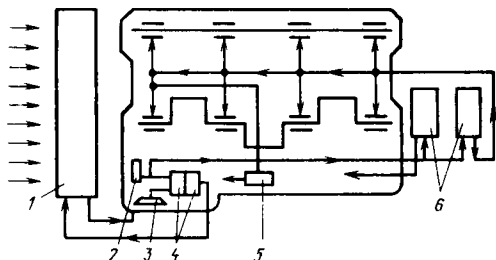


Рис. 2.9. Смазочная система под давлением двигателя с мокрым картером:

1 — масляный радиатор; 2 — редукционный клапан; 3 — маслозаборник; 4 — масляные насосы для подачи масла в смазочную систему и для прокачки через радиатор; 5 — сливной клапан; 6 — фильтры тонкой и грубой очистки

вентилятора. Имеются также вентиляторы с гибкими лопастями, угол атаки которых изменяется автоматически — под действием центробежной силы по мере изменения угловой скорости вращения крыльчатки.

На некоторых автомобильных двигателях, мотоциклетных, лодочных используются системы воздушного охлаждения. Расположение вентилятора на двигателе зависит от количества и компоновки цилиндров двигателя и систем расположения ребер на их поверхности. Регулирование температуры двигателя при воздушном охлаждении обеспечивается изменением дросселирования потока воздуха или производительности вентилятора.

Описанные выше системы регулирования температуры применимы как в системах охлаждения, так и в смазочных системах, предназначенных в основном для подачи масла к трущимся поверхностям двигателя в целях повышения их износостойкости. Однако по мере форсирования режимов работы двигателя, повышения напряженности многих его узлов на смазочную систему во все большей степени возлагается задача отвода теплоты от деталей, удаленных от поверхностей охлаждения, и прежде всего от таких деталей, как поршень и коленчатый вал.

Смазочная система (рис. 2.9) имеет обособленный от системы охлаждения контур циркуляции масла со своим масляно-воздушным или масляно-водяным радиатором 1. Температура масла должна поддерживаться в определенном интервале, в котором смазывающие способности масла оказываются наилучшими. Чтобы обеспечить поддержание заданной температуры масла при различных режимах работы двигателя, масляные системы оборудуются своими, обособленными от систем охлаждения, автоматическими регуляторами.

Для получения дифференциального уравнения двигателя как регулируемого объекта по температуре охлаждающей воды (воздуха, масла) необходимо воспользоваться уравнением (2.14). Так как при неравномерном режиме $T = T_0 + \Delta T$; $Q_{\text{п}} = Q_{\text{п}0} + \Delta Q_{\text{п}}$; $Q_{\text{р}} = Q_{\text{р}0} + \Delta Q_{\text{р}}$, то с учетом условия (2.2) уравнение (2.14) принимает вид

$$C (d \Delta T / dt) = \Delta Q_{\text{п}} - \Delta Q_{\text{р}}. \quad (2.89)$$

Количество теплоты Q_{Π} , передаваемое двигателем в единицу времени в систему охлаждения, зависит от температуры T в системе охлаждения, от угловой скорости коленчатого вала ω и положения h рейки топливного насоса. Следовательно, $Q_{\Pi} = f(T; \omega; h)$. Разложение полученной функциональной зависимости в ряд Тейлора и последующая линеаризация приводят к уравнению

$$\Delta Q_{\Pi} = (\partial Q_{\Pi} / \partial T) \Delta T + (\partial Q_{\Pi} / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial Q_{\Pi} / \partial h) \Delta h. \quad (2.90)$$

Количество теплоты Q_p , передаваемое системой охлаждения в единицу времени в окружающую среду, зависит от температуры охлаждающей жидкости T на выходе из головки двигателя, расхода жидкости G в единицу времени через зарубашечный объем и температуры $T_{\text{вх}}$, при которой вода поступает в систему охлаждения, т. е. $Q_p = f(T; G; T_{\text{вх}})$.

После разложения полученной функции в ряд Тейлора и линеаризации получим

$$\Delta Q_p = (\partial Q_p / \partial T) \Delta T + (\partial Q_p / \partial G) \Delta G + (\partial Q_p / \partial T_{\text{вх}}) \Delta T_{\text{вх}}. \quad (2.91)$$

Изменения температуры $T_{\text{вх}}$ или расхода G жидкости в процессе регулирования зависят от способа регулирования температуры T . Так, например, при регулировании температуры T способом дросселирования (см. рис. 2.7, а) температура $T_{\text{вх}}$ воды (воздуха) на входе в двигатель равняется температуре окружающей среды или отличается от нее незначительно. Поэтому с достаточной степенью точности можно принять $\Delta T_{\text{вх}} = 0$.

Изменение расхода ΔG воды определяется изменением частоты вращения ротора насоса 2 (см. рис. 2.7, а) и перемещением Δx органа управления регулирующего вентиля 5. Если ротор насоса 2 кинематически жестко связан с коленчатым валом двигателя, то $G = f(x; \omega)$ и тогда

$$\Delta G = (\partial G / \partial x) \Delta x + (\partial G / \partial \omega) \Delta \omega.$$

Подстановка полученного выражения в разложение (2.91) с учетом условия $T_{\text{вх}} = 0$ дает уравнение

$$\Delta Q_p = (\partial Q_p / \partial T) \Delta T + (\partial Q_p / \partial G) [(\partial G / \partial x) \Delta x + (\partial G / \partial \omega) \Delta \omega]. \quad (2.92)$$

Если выражения (2.90) и (2.92) подставить в уравнение (2.89), то последнее с учетом выражения (2.8) получит вид

$$C(d\Delta T/dt) + F_t \Delta T = -(\partial Q_p / \partial x) \Delta x + (\partial Q_{\Pi} / \partial h) \Delta h + [(\partial Q_{\Pi} / \partial \omega) - (\partial Q_p / \partial \omega)] \Delta \omega. \quad (2.93)$$

За положительное направление изменения любой координаты, входящей в дифференциальное уравнение, выбирается такое, которое соответствует увеличению регулируемого параметра ($\Delta T > 0$). Поэтому $\Delta x > 0$ при перемещении органа управления в сторону перекрытия проходного сечения трубопровода. Чем больше задросселировано проходное сечение трубопровода 6

регулирующим вентилем 5, тем меньше количество теплоты Q_p будет передано окружающей среде и тем выше поднимается температура T охлаждающей воды. Следовательно, $\partial Q_p / \partial x < 0$.

Совокупные значения ω и h определяют режим R работы двигателя и, следовательно, нагрузку на систему охлаждения. Если условно принять, что

$$(\partial Q_{\pi} / \partial h) \Delta h + (\partial Q_{\pi} / \partial \omega - \partial Q_p / \partial \omega) \Delta \omega = (\partial Q_{\pi} / \partial R) \Delta R,$$

то уравнение (2.93) примет вид

$$C(d\Delta T/dt) + F_t \Delta T = |\partial Q_p / \partial x| \Delta x + (\partial Q_{\pi} / \partial R) \Delta R. \quad (2.94)$$

После перехода к безразмерным координатам

$$\varphi = \Delta T / T_0; \kappa = \Delta x / x_0; \alpha_{\pi} = \Delta R / R_0 \quad (2.95)$$

и деления всех членов уравнения (2.94) на коэффициент при κ уравнение (2.94) получает вид

$$T_{\pi}(d\varphi/dt) + k_{\pi}\varphi = \kappa + \theta_{\pi}\alpha_{\pi}, \quad (2.96)$$

где время системы охлаждения T_{π} , коэффициент самовыравнивания системы охлаждения k_{π} и коэффициент усиления θ_{π} по нагрузке определяются выражениями:

$$T_{\pi} = \frac{CT_0}{|\partial Q_p / \partial x| x_0}; \quad k_{\pi} = \frac{F_t T_0}{|\partial Q_p / \partial x| x_0};$$

$$\theta_{\pi} = \frac{(\partial Q_{\pi} / \partial R) R_0}{|\partial Q_p / \partial x| x_0}.$$

В операторной форме записи уравнение (2.96) имеет вид

$$d_{\pi}(p)\varphi = \kappa + \theta_{\pi}\alpha_{\pi}, \quad (2.97)$$

где собственный оператор определяется выражением (2.30).

Аналогичная методика может быть использована для получения дифференциального уравнения регулируемого объекта при других способах регулирования температуры (перепуска, обвода), а также для систем охлаждения смазки или наддувочного воздуха.

§ 2.6. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Значительную часть эксплуатационного времени двигателя внутреннего сгорания работают на менее экономичных неуставившихся режимах. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы неуставившиеся режимы, а следовательно, и переходные процессы занимали как можно меньшую часть рабочего времени.

Указанная задача решается путем построения переходных процессов и анализа влияния на них тех или иных параметров регулируемого объекта. Для этого следует решить дифферен-

циальное уравнение двигателя, т. е. найти его общий интеграл, являющийся математическим выражением переходного процесса.

При построении переходных процессов элементов и систем автоматического регулирования удобно пользоваться принципом суперпозиции. Смысл его заключается в том, что переходный процесс $\varphi = f(t)$, возникающий при сложном возмущении, например $\kappa - \theta_d \alpha_d$, может быть получен в виде алгебраической суммы двух переходных процессов, появляющихся вследствие раздельного воздействия на двигатель управляющего сигнала κ и возмущения $-\theta_d \alpha_d$, определяемого изменением нагрузки. Поэтому вместо решения дифференциального уравнения (2.86) можно получать решения двух дифференциальных уравнений

$$d_d(p) \varphi = \kappa \quad \text{и} \quad d_d(p) \varphi = -\theta_d \alpha_d, \quad (2.98)$$

а полученные таким образом переходные процессы $\varphi_\kappa = f(t)$ и $\varphi_\alpha = f(t)$ затем просуммировать:

$$\varphi(t) = \varphi_\kappa(t) + \varphi_\alpha(t).$$

Поскольку характер переходного процесса, описываемого такими уравнениями, определяется их левой частью, а правая часть дает лишь значение возмущения, то для оценки динамических свойств элемента нет необходимости находить общий интеграл уравнения (2.86); достаточно решить одно из уравнений (2.98) или, при наличии газотурбинного наддува, одно из уравнений

$$d_{дн}(p) \varphi = s_d(p) \kappa \quad \text{или} \quad d_{дн}(p) \varphi = -u_d(p) \alpha_d \quad (2.99)$$

вместо решения уравнения (2.80).

Таким образом, принцип суперпозиции, применимый только для линейных дифференциальных уравнений, дает возможность при оценке динамических свойств двигателя выбрать одно из возможных возмущений. Пусть таким возмущением будет ступенчатое перемещение рейки топливного насоса $\kappa_b = \text{const}$ при неизменной нагрузке ($\alpha_d = 0$).

В реальных условиях ступенчатое возмущение, связанное с перемещениями материальных деталей и узлов, обладающих определенной инерционностью, формируется не мгновенно, а за интервал времени $-\varepsilon < t < +\varepsilon$, где ε — некоторая положительная величина. Если к реальному ступенчатому возмущению предъявить требование, приближающее его к идеальному, то требование сводится к условию $\varepsilon \rightarrow 0$, при выполнении которого момент времени $t = 0$ по существу разбивается на две нулевые части: $t = -0$ — непосредственно перед возмущением и $t = +0$ — сразу же после возмущения.

В связи с этим при задании начальных условий переходного процесса всегда следует четко различать состояние элемента. При $t = -0$ равновесный режим соответствует режиму до возмущения, при $t = +0$ — равновесному режиму после возмущения.

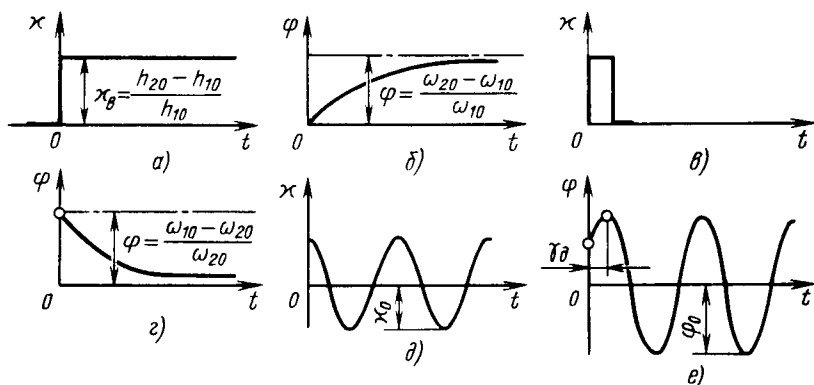


Рис. 2.10. Переходные процессы при типовых возмущениях:

а — единичное ступенчатое возмущение; б — переходная функция; в — единичное импульсное возмущение; г — импульсная (весовая) функция; д — гармоническое возмущение; е — гармоническая функция

При ступенчатом возмущении $x = x_B = \text{const}$ дифференциальное уравнение (2.96) двигателя без наддува получит вид

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = x_B. \quad (2.100)$$

При построении переходного процесса $\varphi = f(t)$ необходимо предварительно выбрать способ отсчета координат x и φ или h и ω . Переходный процесс является переходом двигателя от установившегося режима до возмущения при ω_{10} , h_{10} к установившемуся режиму после возмущения при ω_{20} , h_{20} .

Если за начало отсчета выбрать установившийся режим до возмущения при ω_{10} и h_{10} , то при $t = -0$

$$x_B = \Delta h/h_{10} = (h_{10} - h_{10})/h_{10} = 0,$$

а при $t = +0$ (сразу после возмущения путем ступенчатой перестановки рейки из положения h_{10} в положение (рис. 2.10, а) h_{20})

$$x_B = \Delta h/h_{10} = (h_{20} - h_{10})/h_{10} > 0.$$

В этом случае при $t = -0$

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_{10} = (\omega_{10} - \omega_{10})/\omega_{10} = 0,$$

при $t \rightarrow +\infty$

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_{10} = (\omega_{20} - \omega_{10})/\omega_{10} > 0.$$

Такой переходный процесс, обычно называемый *переходной функцией* (рис. 2.10, б), описывается неоднородным дифференциальным уравнением (2.100), в котором $x_B = x_{20} - x_{10} = \text{const}$.

Если за начало отсчета принять новый установившийся режим при ω_{20} и h_{20} , то при $t = -0$ (до приложения возмущения)

$$x_B = \Delta h/h_{20} = (h_{10} - h_{20})/h_{20} \neq 0$$

и при $t = +0$ (сразу после приложения возмущения)

$$\kappa_{\text{в}} = \Delta h/h_{20} = (h_{20} - h_{20})/h_{20} = 0.$$

Такое возмущение соответствует единичному импульсному возмущению (рис. 2.10, в). В этом случае при $t = -0$

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_{20} = (\omega_{10} - \omega_{20})/\omega_{20} \neq 0,$$

при $t \rightarrow +\infty$

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_{20} = (\omega_{20} - \omega_{20})/\omega_{20} = 0.$$

Такой переходный процесс обычно называют *импульсной функцией* (рис. 2.10, в); он описывается однородным дифференциальным уравнением

$$T_{\text{д}} (d\varphi/dt) + k_{\text{д}}\varphi = 0, \quad (2.101)$$

так как $\kappa_{\text{в}} = \kappa_{20} - \kappa_{10} = 0$.

Возмущения, показанные на рис. 2.10, а, в, являются типовыми, часто используемыми при построении переходных процессов. Значения их обычно выбирают равными единице (единичные возмущения) при условии $\pm\Delta h = h_0$ или $\pm\Delta N = N_0$, когда $\kappa(t) = \pm 1,0$, или $\alpha_{\text{д}}(t) = \pm 1,0$. Например, $\alpha_{\text{д}} = +1,0$ соответствует набросу нагрузки от холостого хода до выбранного равновесного режима при N_0 , а $\alpha_{\text{д}} = -1,0$ — полному сбросу нагрузки.

К числу типовых относится также возмущение в виде гармонических колебаний (рис. 2.10, д), которое вызывает гармоническое колебание выходной координаты исследуемого объекта (рис. 2.10, е), но с другой амплитудой φ_0 и сдвигом фазы $\gamma_{\text{д}}$.

Характер переходного процесса полностью определяется левой частью дифференциального уравнения и не зависит от способа выбора начала отсчета (кривая на рис. 2.10, г является зеркальным отображением кривой на рис. 2.10, б). Поэтому далее следует выбирать какой-то один способ отсчета, например от установившегося режима до возмущения, и использовать для построения переходного процесса дифференциальное уравнение (2.100). Это уравнение неоднородное, поэтому общий интеграл его отыскивается в виде суммы общего интеграла $\varphi_{\text{од}}$ однородного уравнения (2.101) и частотного интеграла $\varphi_{\text{н}}$ уравнения (2.100), т. е.

$$\varphi(t) = \varphi_{\text{од}}(t) + \varphi_{\text{н}}(t). \quad (2.102)$$

Общий интеграл однородного линейного уравнения можно найти в форме $\varphi_{\text{од}}(t) = Ce^{pt}$, где C — постоянная, определяемая начальными условиями; p — корень характеристического уравнения $T_{\text{д}}p + k_{\text{д}} = 0$, определяемый как $p = -k_{\text{д}}/T_{\text{д}}$. Следовательно,

$$\varphi_{\text{од}}(t) = Ce^{-(k_{\text{д}}/T_{\text{д}})t}.$$

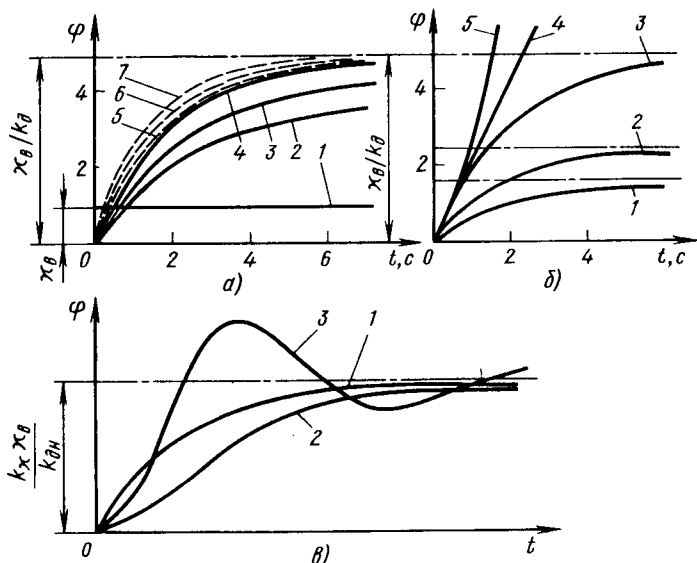


Рис. 2.11. Переходные процессы двигателя внутреннего сгорания:

a — без наддува (1 — единичное ступенчатое возмущение; 2 — при $T_{д2} > T_{д3}$; 3 — при $T_{д3} > T_{д1}$; 4—7 — при $T_{д1} = 0,4$ с, $k_{д1} = 0,2$; 5 — при шаге интегрирования $h = 0,1$ с; 6 — при $h = 0,5$ с; 7 — при $h = 1$ с); *б* — при $T_{д1} = 0,4$ с и коэффициентах самовыравнивания $k_{д1}$ (1 — 0,6; 2 — 0,4; 3 — 0,2; 4 — $k_{д1} = 0$; 5 — $k_{д1} < 0$); *в* — при наддуве (1 — без наддува; 2, 3 — с газотурбинным наддувом соответственно аperiodический 2 и колебательный 3)

Частный интеграл неоднородного уравнения отыскивается в форме правой части уравнения, т. е. в форме постоянной величины $\varphi_n = \text{const}$. Подстановка φ_n в уравнение (2.100) дает $\varphi_n = \kappa_b/k_d$, поэтому

$$\varphi(t) = \kappa_b/k_d + C e^{-(k_d/T_d)t}.$$

Так как при $t = 0$ и $\varphi = 0$ справедливо $C = -\kappa_b/k_d$, то

$$\varphi = (\kappa_b/k_d) (1 - e^{-(k_d/T_d)t}). \quad (2.103)$$

Полученное выражение показывает, что переходный процесс (рис. 2.11, *a*), описываемый дифференциальным уравнением (2.100), является аperiodическим, экспоненциальным.

В результате дифференцирования выражения (2.103) по времени получим

$$d\varphi/dt = (\kappa_b/T_d) e^{-(k_d/T_d)t} \quad (2.104)$$

или

$$(d\varphi/dt)_{t=0} = \kappa_b/T_d.$$

Следовательно, чем выше инерционность двигателя (больше T_d), тем медленнее изменяется его угловая скорость при заданном возмущении κ_b (см. рис. 2.11, а). Переходный процесс протекает так, что при $t = 0$ $\varphi = 0$, а при $t \rightarrow +\infty$ $\varphi \rightarrow \kappa_b/k_d$. Чем больше положительное значение коэффициента самовыравнивания k_d , тем меньше (при заданном κ_b) новое после возмущения равновесное значение исследуемой координаты φ отличается от ее значения в равновесном режиме до возмущения (рис. 2.11, б). При $k_d = 0$ производная (2.104) становится постоянной, и переходный процесс соответствует прямой 4. При $k_d < 0$ производная (2.104) положительна, поэтому переходный процесс соответствует кривой 5. Следовательно, при $k_d \leq 0$ двигатель в случае возмущающего воздействия идет в разнос или глохнет, т. е. является неустойчивым.

Переходные процессы двигателя с автономным газотурбинным наддувом при $\alpha_d = 0$ описываются неоднородным дифференциальным уравнением (2.99), поэтому решение его ищется в виде суммы (2.102).

Общий интеграл $\varphi_{од} = f(t)$ однородного уравнения

$$T_{d2}^2 (d^2\varphi/dt^2) + T_{d1} (d\varphi/dt) + k_{дн} = 0 \quad (2.105)$$

имеет вид

$$\varphi_{од} = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}, \quad (2.106)$$

где C_1 и C_2 — константы интегрирования, зависящие от начальных условий; p_1 и p_2 — корни характеристического уравнения $T_{d2}^2 p^2 + T_{d1} p + k_{дн} = 0$, получаемого после подстановки в уравнение (2.105) выражения $\varphi = C e^{p t}$. Решение характеристического уравнения имеет вид

$$p_{1,2} = -T_{d1}/2T_{d2}^2 \pm \sqrt{(T_{d1}/2T_{d2}^2)^2 - (k_{дн}/T_{d2}^2)}. \quad (2.107)$$

Частное решение неоднородного уравнения (2.99) при $\kappa = \kappa_b = \text{const}$ ищется в форме правой части (постоянной величины), поэтому

$$\varphi_b = k_{\kappa} \kappa_b / k_{дн}. \quad (2.108)$$

Суммирование решений (2.106) и (2.108) дает общий интеграл неоднородного дифференциального уравнения (2.99) в виде суммы

$$\varphi = k_{\kappa} \kappa_b / k_{дн} + C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}. \quad (2.109)$$

Для определения констант интегрирования C_1 и C_2 следует задаться двумя начальными условиями. В моменты времени $t = -0$ и $t = +0$ они связаны между собой так, что $\varphi_{+0} - \varphi_{-0} = 0$, а наличие первой производной воздействия в правой части уравнения (2.99) делает разность скоростей изменения выходной координаты при $t = -0$ и $t = +0$ отличной от нуля. В этом случае

$$v_{+0} - v_{-0} = (d\varphi/dt)_{+0} - (d\varphi/dt)_{-0} = (T_{\kappa}/T_{d2}^2) \kappa_b.$$

Если двигатель до возмущения работает на равновесном режиме, то при $t = -0$ начальные условия $\varphi_{-0} = 0$; $v_{-0} = d\varphi/dt = 0$. В этом случае

$$\varphi_{+0} = \varphi_0 = 0;$$

$$v_{+0} - v_{-0} = (d\varphi/dt)_0 = T_{\kappa} \kappa_{\text{в}} / T_{\text{д}2}^2,$$

и тогда общий интеграл (2.109) при $t = +0$ после подстановки начальных условий φ_{+0} и v_{+0} дает два уравнения *:

$$C_1 + C_2 = -k_{\kappa} \kappa_{\text{в}} / k_{\text{дн}};$$

$$C_1 p_1 + C_2 p_2 = T_{\kappa} \kappa_{\text{в}} / T_{\text{д}2}^2,$$

совместное решение которых позволяет определить

$$C_1 = -(T_{\kappa} / T_{\text{д}2}^2 + k_{\kappa} p_2 / k_{\text{дн}}) \kappa_{\text{в}} / (p_2 - p_1);$$

$$C_2 = (T_{\kappa} / T_{\text{д}2}^2 + k_{\kappa} p_1 / k_{\text{дн}}) \kappa_{\text{в}} / (p_2 - p_1).$$

Подстановка C_1 и C_2 в общий интеграл (2.109) приводит последний к виду

$$\begin{aligned} \varphi = \frac{k_{\kappa} \kappa_{\text{в}}}{k_{\text{дн}}} \left[1 - \frac{p_2}{p_2 - p_1} e^{p_1 t} + \frac{p_1}{p_2 - p_1} e^{p_2 t} \right] + \\ + \frac{T_{\kappa} \kappa_{\text{в}}}{T_{\text{д}2}^2 (p_2 - p_1)} (e^{p_2 t} - e^{p_1 t}), \end{aligned} \quad (2.110)$$

свидетельствующему о том, что $\varphi = 0$ при $t = 0$ и $\varphi \rightarrow k_{\kappa} \kappa_{\text{в}} / k_{\text{дн}}$ при $t \rightarrow +\infty$.

Газотурбинный наддув заметно влияет на динамические свойства двигателя. Действительно, переходные процессы двигателя без наддува завершаются наиболее быстро (кривая 1 на рис. 2.11, в). Автономный газотурбинный наддув при набросе нагрузки приводит к более продолжительному переходному процессу (кривая 2). Если $k_{\text{дн}} < T_{\text{д}1}^2 / 4 T_{\text{д}2}^2$, то корни характеристического уравнения становятся комплексными сопряженными, в результате чего переходный процесс (кривая 3) становится колебательным. При снижении цикловой подачи топлива (сбросе нагрузки) коэффициент избытка воздуха увеличивается, вследствие чего газотурбинный наддув не может повлиять на переходный процесс.

§ 2.7. ПРИМЕНЕНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

При анализе динамических свойств двигателя (и других элементов и систем автоматического регулирования) широко используется вычислительная техника и, в частности, аналоговые (АВМ) или цифровые вычислительные машины.

* Определение начальных условий при наличии в дифференциальном уравнении производных входных координат в правой части см. § 11.5.

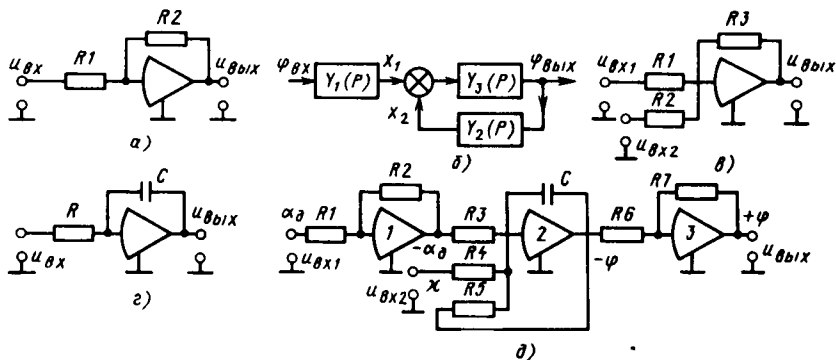


Рис. 2.12. Структурные схемы операционных усилителей аналоговых вычислительных машин, предназначенных для:

а — умножения; б — параллельного и последовательного включения элементов; в — сложения и умножения; г — интегрирования; д — моделирования переходных процессов элементов первого порядка (двигатели без наддува)

АВМ представляют собой набор электронных блоков — усилителей, предназначенных для выполнения определенных математических операций. Если на вход усилителя подается напряжение u_{BX} , то на выходе после преобразований появляется напряжение

$$u_{BIX} = k u_{BX}, \quad (2.111)$$

что свидетельствует о выполнении преобразования в виде умножения на постоянную величину k . Такая задача может быть решена усилителем, структурная схема которого показана на рис. 2.12, а. Принцип действия такого усилителя становится понятным, если его работу сопоставить с работой элемента, структурная схема которого представлена на рис. 2.12, б. Передаточные функции каждого из элементов этой схемы определяются отношениями

$$Y_1(p) = x_1/\varphi_{BX}; \quad Y_2(p) = x_2/\varphi_{BIX};$$

$$Y_3(p) = \varphi_{BIX}/(x_1 + x_2),$$

а общая передаточная функция — отношением

$$Y(p) = \varphi_{BIX}/\varphi_{BX}.$$

Сопоставление передаточных функций элементов показывает, что

$$Y_3(p) = \varphi_{BIX}/[Y_1(p) \varphi_{BX} + Y_2(p) \varphi_{BIX}],$$

и тогда

$$Y(p) = Y_1(p) Y_3(p)/[1 - Y_3(p) Y_2(p)].$$

Если передаточные функции элементов выбрать так, чтобы $Y_3(p) Y_2(p) \gg 1$, то с достаточной степенью точности можно принять, что

$$Y(p) = \varphi_{BIX}/\varphi_{BX} = -Y_1(p)/Y_2(p).$$

В структурной схеме на рис. 2.12, а передаточные функции элементов имитируются резисторами R_1 и R_2 , имеющими определенные сопротивления. Поэтому по аналогии $u_{\text{вых}}/u_{\text{вх}} = -R_2/R_1$. Если сопоставить это выражение с формулой (2.111), то

$$k = -R_2/R_1. \quad (2.112)$$

Если $R_1 = R_2$, то $k = -1$. В этом случае усилитель называется инвертором, предназначенным для смены алгебраического знака.

Уравнения (2.78), (2.86) или (2.96) показывают, что двигатель в общем случае воспринимает одновременно два возмущения, которые при моделировании на АВМ должны быть просуммированы. Это реализует усилитель, показанный на рис. 2.12, в. Такой усилитель выполняет операции умножения и сложения:

$$u_{\text{вых}} = \sum_{n=1}^{n=2} k_n u_{\text{вх} n},$$

где $k_1 = -R_3/R_1$ и $k_2 = -R_3/R_2$.

Для моделирования операции интегрирования используется конденсатор с емкостью C . Разность потенциалов на его пластинах определяется выражением

$$u = \left[\int_0^t i dt \right] / C, \quad (2.113)$$

где i — сила тока. Если на вход усилителя (рис. 2.12, г) включить резистор с сопротивлением R , а в обратную связь конденсатор с емкостью C , то такой усилитель выполнит операцию интегрирования в соответствии с выражением (2.113). Действительно, выражение (2.113) можно представить в виде

$$u_{\text{вых}} = - \left[\int_0^t u_{\text{вх}} dt \right] / RC$$

или в операторной форме

$$u_{\text{вых}} = -u_{\text{вх}}/RCp.$$

Усилитель, показанный на рис. 2.12, г, называется интегратором и используется для понижения порядка производной.

С помощью блоков, представленных на рис. 2.12, можно составить структурную схему для моделирования переходных процессов двигателя внутреннего сгорания. С этой целью дифференциальное уравнение, например (2.86), следует представить в виде

$$\varphi = [(1/T_d) \kappa - (\theta_d/T_d) \alpha_d - (k_d/T_d) \varphi] / p. \quad (2.114)$$

Это выражение показывает, что для получения переходного процесса $\varphi = f(t)$ необходимо проинтегрировать алгебраическую

* Здесь и ниже обозначения $R_1, R_2, R_3, \dots$ соответствуют сопротивлениям резисторов $R1, R2, R3, \dots$

сумму из трех членов (рис. 2.12, д). Первый элемент с резисторами $R1$ и $R2$ и последний с резисторами $R6$ и $R7$ являются лишь инверторами. Суммирование и интегрирование выполняется средним элементом. Напряжение $u_{вх1}$ моделирует изменение нагрузки α_d . На выходе инвертора вырабатывается значение $-\alpha_d$ (минус). Сопротивления R_3 , R_4 и R_5 должны быть подобраны так, чтобы обеспечивалось моделирование коэффициентов соответственно θ_d/T_d ; $1/T_d$; k_d/T_d .

Аналогично можно подобрать структурную схему для моделирования переходных процессов двигателя с автономным газотурбинным наддувом в виде совокупности структурных схем отдельных элементов в соответствии с системой уравнений (2.76).

При моделировании переходных процессов на АВМ каждая координата (κ ; α_d ; φ) должна быть введена в моделирующую машину со своим масштабным коэффициентом m_κ , m_{α_d} , m_φ так, чтобы $\varphi = m_\varphi u_{вых}$; $\kappa = m_\kappa u_{вх1}$; $\alpha_d = m_{\alpha_d} u_{вх2}$ при условии, что $u_{вых}$; $u_{вх1}$; $u_{вх2}$ не должны превышать ± 100 В, как это требуется для большинства моделирующих машин.

Следовательно, $m_\varphi = \varphi_{\max}/100$; $m_\kappa = \kappa_{\max}/100$ и $m_{\alpha_d} = \alpha_{d\max}/100$, где максимально допустимые отклонения $\varphi_{\max}$; $\kappa_{\max}$; $\alpha_{d\max}$ определяются из конкретных условий.

При моделировании переходных процессов можно выбрать масштаб абсциссы, т. е. времени $t = m_t t_m$, где t_m — машинное время. Таким образом, АВМ дает возможность воспроизводить переходный процесс не только в натуральном масштабе времени ($m_t = 1$), но и с ускорением ($m_t > 1$) или замедлением ($m_t < 1$). После замены координат в уравнении (2.114) моделирующими их напряжениями с учетом соответствующих масштабов уравнение получит вид

$$u_{вых} = (k_1 u_{вх1} - k_2 u_{вх2} - k_3 u_{вых})/p,$$

где $k_1 = m_t m_\kappa / (T_d m_\varphi)$; $k_2 = \theta_d m_t m_{\alpha_d} / (T_d m_\varphi)$; $k_3 = k_d m_t / T_d$.

Знание числовых значений коэффициентов k_i дает возможность настроить АВМ (см. рис. 2.12, д) на решение поставленной задачи.

Однако значительно большие возможности при решении таких задач дают цифровые ЭВМ. Задача исследования свойств двигателя как регулируемого объекта, так же как и других элементов систем автоматического регулирования, с помощью ЭВМ предусматривает предварительную разработку математической модели элемента или системы.

Под *математической моделью* элемента понимается совокупность дифференциальных уравнений (2.76) или результирующего дифференциального уравнения (2.78), (2.86) и (2.96), характеризующего его статические и динамические свойства.

Выбор математической модели определяет и метод анализа. В большинстве случаев дифференциальные уравнения (2.18),

(2.37), (2.53), (2.63) являются нелинейными, что определяется нелинейностью входящих в них функциональных зависимостей (2.19), (2.21), (2.38), (2.40) и др. Решение системы нелинейных уравнений практически возможно только с привлечением электронно-вычислительной техники.

Однако желание повысить точность решения задачи путем использования нелинейной математической модели нередко приводит к чрезмерному усложнению процесса анализа, к увеличению погрешностей, которые могут быть связаны с неточностью описания тех или иных характеристик, с неудачно выбранным шагом интегрирования и т. п. Конечно, при необходимости анализа работы системы в широком диапазоне изменения параметров с учетом принципиально нелинейных зависимостей типа упора, трения без смазочного материала и т. п. приходится использовать нелинейные дифференциальные уравнения. В тех же случаях, когда допустимо пойти на упрощение математической модели, это необходимо делать, так как упрощение самой модели приводит к сокращению погрешностей самого процесса анализа, экономии машинного времени ЭВМ. Одним из путей такого упрощения является линеаризация характеристик (2.20), (2.22), (2.39) и других, определяющих взаимосвязь параметров в процессе работы, и в конечном счете получение математической модели в виде линейных дифференциальных уравнений (2.76), (2.78), (2.86) или (2.96).

Математическая модель дает возможность выбрать метод анализа, создать алгоритм решения — алгоритм расчета координат переходного процесса, а при наличии графического дисплея или графопостроителя получить автоматическое изображение или вычерчивание переходного процесса, дающего возможность оценить как статические, так и динамические свойства исследуемого элемента или системы.

Рассмотрим простейший случай анализа динамических свойств двигателя путем расчета переходных процессов $\varphi = f(t)$, описываемых линейным дифференциальным уравнением (2.86) первого порядка. Такой расчет можно осуществить по формуле общего интеграла (2.103) с помощью алгоритма циклической структуры, учитывающей необходимость в процессе расчета повторять вычисление с постепенным увеличением значения времени. Число циклов (число значений времени) при этом предварительно установить нельзя, поэтому циклы расчета должны быть итерационными, окончание повторения которых определяется выполнением условия $\varphi \leq \varphi_{\epsilon}$, где φ_{ϵ} — допустимое отклонение исследуемого параметра от его значения в заданном равновесном режиме, которое должно быть задано заранее или в виде соотношения $\varphi_{\epsilon} = (\kappa_{\text{в}}/k_{\text{д}})(1 - \epsilon)$. В последнем случае предварительно задается коэффициент ϵ .

Схема алгоритма (рис. 2.13, а) предусматривает ввод начальных данных, при которых будет произведен расчет. Это $\kappa_{\text{в}}$ —

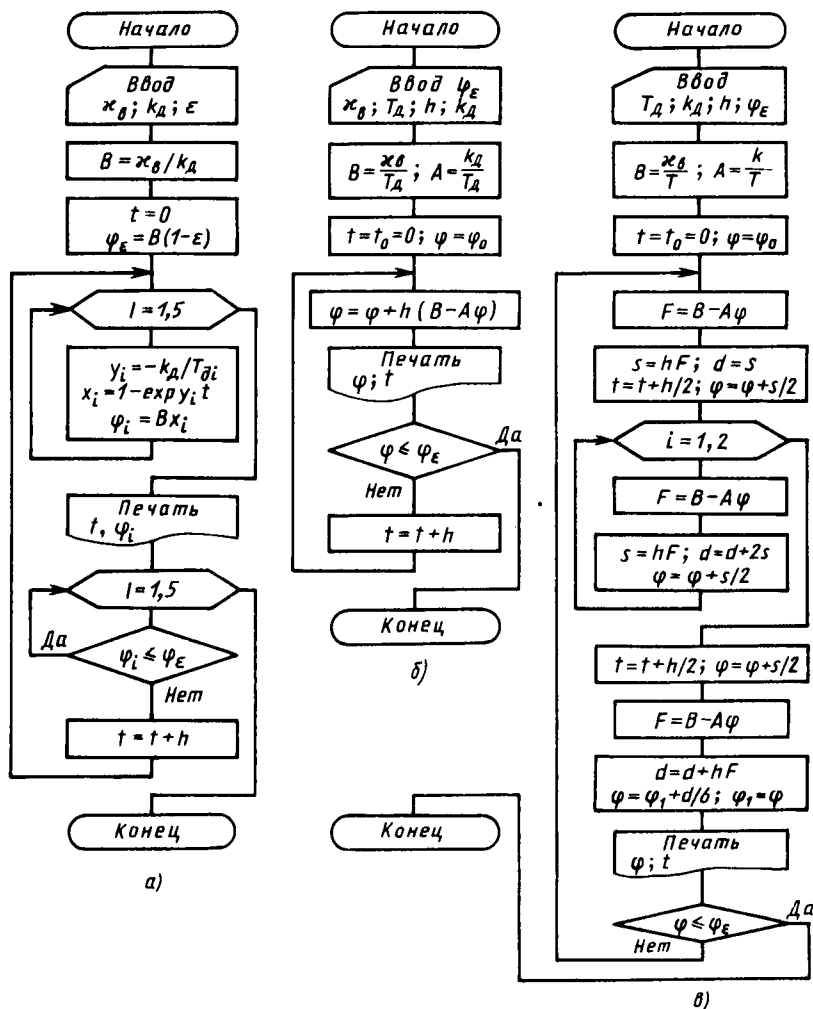


Рис. 2.13. Схема алгоритма вычисления координат переходного процесса двигателя без наддува:

а — по формуле общего интеграла (2.103) при различных значениях T_d ; б — численного интегрирования методом Эйлера; в — численного интегрирования методом Рунге—Кутты

начальное возмущение равновесного состояния двигателя перемещением рейки топливного насоса, k_d — коэффициент самовывравнивания двигателя и φ_{ϵ} (или ϵ) — допустимое отклонение. При этом принято, что нагрузка на двигатель не изменяется, в связи с чем $\alpha_d = 0$.

Так как при всех значениях времени отношение $B = \kappa_{\theta}/k_d$ остается неизменным, его следует вычислить в начале расчета и в последующем использовать в качестве известной величины B .

При расчете переходного процесса одновременно может быть поставлена задача исследования влияния на динамические свойства двигателя того или иного его параметра. В качестве такого параметра можно выбрать, например, T_d — время двигателя, характеризующее его инерционность. Для выполнения этой задачи следует предварительно определить массив T_{di} , состоящий, например, из пяти значений ($I = 1,5$). Вначале переходный процесс рассчитывается при первом значении $T_d = T_{d1}$. Вычисляется отношение $y_i = -k_d/T_{di}$, которое сохраняется неизменным для всех значений t переходного процесса при выбранном значении $T_{d1} = \text{const}$. После этого рассчитывается φ_i . Полученное значение φ_i и значение времени t выносятся на печать, и осуществляется контроль выполнения условия $\varphi_i \leq \varphi_e$. Если это условие не выполняется, значение времени увеличивается на шаг h , и вычисление φ_i возобновляется при новом значении времени $t + h$. Повторение такого цикла вычислений продолжится до выполнения условия $\varphi_i \leq \varphi_e$, свидетельствующего о завершении вычисления данного переходного процесса при T_{d1} . После этого выбирается следующее значение $T_d = T_{d2}$ из заданного массива, и вычисление переходных процессов продолжится до тех пор, пока не закончится расчет $\varphi_i = f(t)$ при $i = 5$.

После создания схемы алгоритма вычислений составляется программа вычислений на одном из алгоритмических языков. В инженерных расчетах наиболее часто используется алгоритмический язык ФОРТРАН (см. прил. 1, программа ТЕСТ 1).

Следует, однако, отметить, что применение ЭВМ для расчета переходных процессов дает возможность исключить необходимость получения общего интеграла дифференциального уравнения в аналитической форме и воспользоваться одним из методов приближенного численного интегрирования самого дифференциального уравнения. В этом случае дифференциальное уравнение следует представить в нормальной форме, при которой слева останется лишь первая производная. Так, например, уравнение (2.86) в нормальной форме записи имеет вид

$$d\varphi/dt = f(\varphi; t)$$

или

$$d\varphi/dt = -(k_d/T_d)\varphi + (1/T_d)\kappa - (\theta_d/T_d)\alpha_d. \quad (2.115)$$

Для осуществления численного интегрирования дифференциального уравнения необходимо задать начальные условия (например, $\alpha_d = 0$; $\varphi = \varphi_0 = \text{const}$; $\kappa = \kappa_b = \text{const}$ при $t = t_0$), а искомую функцию разложить в ряд Тейлора с шагом интегрирования $\Delta t = h$. При $t = t_0 + h$ это дает

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \varphi(t_0 + h) = & \varphi(t_0) + \varphi'(t_0)h + \\ & + \varphi''(t_0)(h^2/2!) + \dots \end{aligned}$$

Интегрирование методом Эйлера предусматривает отбрасывание в разложении всех членов ряда с производными выше первой. При этом

$$\varphi_1 = \varphi_0 + \varphi'(t_0)h = \varphi_0 + h(\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - k_{\text{д}}\varphi_0/T_{\text{д}});$$

$$\varphi_2 = \varphi(t_0 + 2h) = \varphi_1 + h(\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - k_{\text{д}}\varphi_1/T_{\text{д}})$$

и т. д. Точность интегрирования дифференциального уравнения будет тем выше, чем меньше шаг интегрирования h . Так, например, если кривая 4 на рис. 2.11, а построена по формуле общего интеграла (2.103) и, следовательно, является точной, то шаг интегрирования 0,1 с дает хорошее совпадение с этой кривой (кривая 5), а увеличение шага до 0,5 с дает кривую 6, до 1 с — кривую 7. Однако к чрезмерному уменьшению шага интегрирования h стремиться не следует, так как это ведет к неоправданному увеличению потребного для расчета машинного времени.

Схема алгоритма численного интегрирования дифференциального уравнения методом Эйлера показана на рис. 2.13, б, а программа ТЕСТ 2 приведена в прил. 1.

Чаще всего для интегрирования дифференциальных уравнений вида (2.115) применяется метод Рунге—Кутты, обеспечивающий большую точность получаемого результата при одинаковом шаге интегрирования за счет дополнительного определения значений правой части уравнения (2.115) при некоторых промежуточных для выбранного шага h значений времени. При этом методе вместо производной в виде $hf(\varphi; t)$, используемой в методе Эйлера, применяют усредненную первую производную $\bar{f}_i$, определяемую по координатам четырех специально подобранных точек. В соответствии с методом Рунге—Кутты

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + \bar{f}_i, \quad (2.116)$$

где

$$\bar{f}_i = (1/6)(k_{1i} + 2k_{2i} + 2k_{3i} + k_{4i});$$

$$k_{1i} = hf(t_i; \varphi_i);$$

$$k_{2i} = hf(t_i + h/2; \varphi_i + k_{1i}/2);$$

$$k_{3i} = hf(t_i + h/2; \varphi_i + k_{2i}/2);$$

$$k_{4i} = hf(t_i + h; \varphi_i + k_{3i}).$$

Применительно к уравнению (2.115) эти формулы имеют вид

$$k_{1i} = h(\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - k_{\text{д}}\varphi_i/T_{\text{д}});$$

$$k_{2i} = h[\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - (\varphi_i + k_{1i}/2)k_{\text{д}}/T_{\text{д}}];$$

$$k_{3i} = h[\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - (\varphi_i + k_{2i}/2)k_{\text{д}}/T_{\text{д}}];$$

$$k_{4i} = h[\kappa_{\text{в}}/T_{\text{д}} - (\varphi_i + k_{3i})k_{\text{д}}/T_{\text{д}}].$$

Схема алгоритма численного интегрирования дифференциального уравнения (2.115) методом Рунге—Кутты (рис. 2.13, в)

близка к схеме, показанной на рис. 2.13, б, но при вычислении усредненной производной включает подпрограмму $F = f(t; \varphi)$ вычисления правых частей уравнения при последовательных значениях $t = t_i; t_i + h/2; t_i + h; \varphi = \varphi_i; \varphi_i + k_{1i}/2; \varphi_i + k_{2i}/2$ и $\varphi_i + k_{3i}$. Программа ТЕСТ 3 приведена в прил. 1.

§ 2.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО ПОЛУЧЕННЫМ ПЕРЕХОДНЫМ ПРОЦЕССАМ

В практике разработки систем автоматического регулирования могут встретиться случаи, когда возникает необходимость составления дифференциального уравнения уже имеющегося двигателя. Такое уравнение дает возможность изучить влияние на динамические свойства двигателя тех или иных его параметров расчетным путем, что значительно проще, чем выполнить это экспериментально. Кроме того, знание дифференциального уравнения обеспечивает возможность учета динамических свойств двигателя при разработке автоматических регуляторов и системы автоматического регулирования.

Для составления дифференциального уравнения двигателя необходимо предварительно получить на экспериментальной установке его переходный процесс $\varphi = f(t)$, например, при ступенчатом перемещении рейки топливного насоса.

Тип дифференциального уравнения определится характером переходного процесса. Если при начальном ступенчатом возмущении (1 на рис. 2.11, а) переходный процесс экспоненциальный (кривая 1 на рис. 2.11, в), то линейное дифференциальное уравнение имеет первый порядок [см. формулу (2.86)]. Если же переходный процесс представляет собой логистическую кривую (кривая 2 на рис. 2.11, в) или имеет колебательный характер (кривая 3 на рис. 2.11, в), то дифференциальное уравнение должно быть линейным второго порядка [см. формулу (2.78)].

В качестве примера рассмотрим методику определения по переходному процессу (рис. 2.14, а) числовых значений коэффициентов дифференциального уравнения первого порядка.

При этом необходимо иметь в виду, что уравнение (2.86) является линейным вследствие линеаризации всех использованных характеристик. Статические свойства двигателя в этом случае определяются условием $d\varphi/dt = 0$, приводящим к статическому уравнению его регулировочной характеристики в виде $\varphi = (1/k_d) \kappa$ (при $\alpha_d = 0$). Таким образом, значение k_d можно получить по экспериментальной регулировочной характеристике (рис. 2.14, б) $\omega = f(h)$, где h — положение рейки топливного насоса. На этой характеристике отмечается точка А ($\omega_0; h_0$) с координатами равновесного режима, представляющая собой начало безразмерных координат $\varphi = f(\kappa)$, где $\varphi = \Delta\omega/\omega_0$ и $\kappa = \Delta h/h_0$. Из точки А проводится касательная (линеаризация характери-

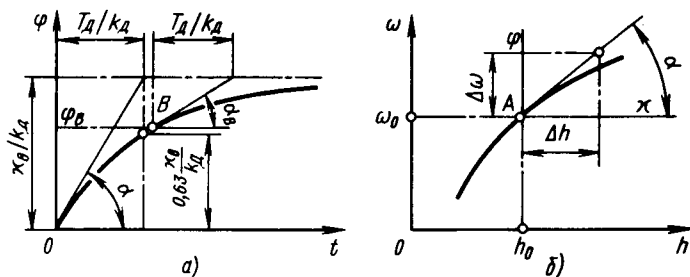


Рис. 2.14. К определению коэффициентов линейного дифференциального уравнения первого порядка по экспериментальному переходному процессу:
 а — переходный процесс; б — линейаризация статической характеристики

стики) и тогда тангенс угла α наклона касательной и даст значение $1/k_d$, откуда $k_d = 1/(\operatorname{tg} \alpha)$.

Для определения числового значения T_d на кривой переходного процесса надо выбрать несколько точек и провести в этих точках касательные к кривой до пересечения с асимптотой, определяющей новый заданный равновесный режим на уровне κ_b/k_d . Длина подкасательной на уровне асимптоты и дает числовое значение T_d . Действительно, в соответствии с дифференциальным уравнением

$$(T_d/k_d)(d\varphi/dt) + \varphi = (1/k_d)\kappa_b$$

производная при $t = 0$ и $\varphi = 0$

$$d\varphi/dt = \operatorname{tg} \alpha = (1/k_d)\kappa_b/(T_d/k_d),$$

откуда

$$T_d = \kappa_b/\operatorname{tg} \alpha.$$

В произвольной точке B

$$T_d = (\kappa_b - k_d\varphi_b)/\operatorname{tg} \alpha.$$

При проведении к экспериментальной кривой переходного процесса касательных могут быть допущены определенные погрешности, в связи с чем полученные значения T_d при проведении касательных к различным точкам переходного процесса могут несколько отличаться одно от другого. В этом случае числовое значение T_d для дифференциального уравнения выбирают в виде их среднего значения $T_d = \sum_{i=1}^n T_{di}/n$, где n — число касательных.

§ 2.9. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для наиболее полной оценки динамических свойств двигателя и других элементов систем автоматического регулирования важно выяснить их реакцию не только на ступенчатое

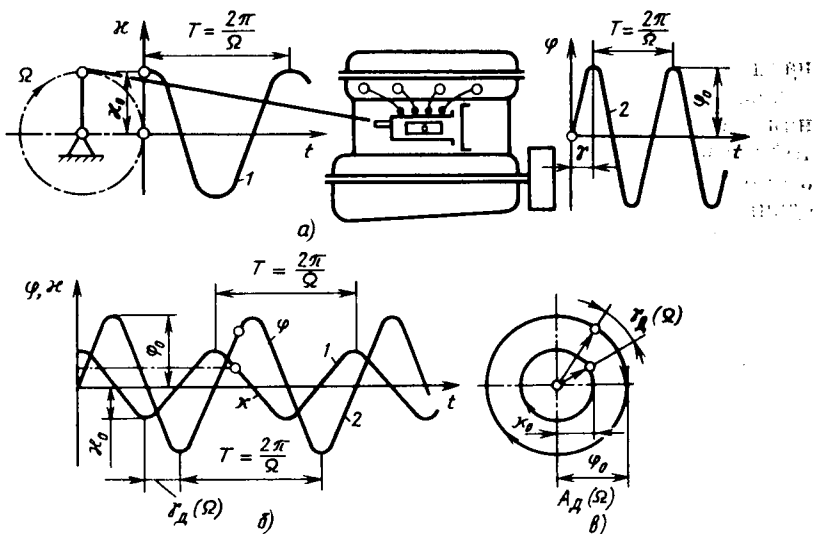


Рис. 2.15. Образование частотной характеристики двигателя внутреннего сгорания:

a — схема экспериментальной установки; *б* — совмещенный график колебаний рейки и угловой скорости; *в* — векторное представление гармонических колебаний

или импульсное возмущение (см. рис. 2.10, *a* или *в*), но и на постоянно действующие возмущения, имеющие характер гармонических колебаний входной координаты (см. рис. 2.10, *д*) — рейки топливного насоса или изменения нагрузки:

$$x = x_0 \cos \Omega t; \quad \alpha_d = \alpha_{до} \cos \Omega t, \quad (2.117)$$

где x_0 или $\alpha_{до}$ — амплитуды колебаний соответствующих входных координат; Ω — частота возмущающих воздействий. Переходный процесс, например двигателя без наддува, при неизменной нагрузке ($\alpha_d = 0$) и при гармонических колебаниях рейки описывается дифференциальным уравнением вида

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = x_0 \cos \Omega t.$$

Такое уравнение так же, как и уравнение (2.100), является неоднородным. Однако составляющая $\varphi_{од} = f(t)$ переходного процесса, представляющая собой общий интеграл однородного дифференциального уравнения (2.101) в виде сходящейся экспоненты при $k_d > 0$, по мере увеличения t быстро затухает и вскоре практически исчезает. После этого остается составляющая переходного процесса, определяемая только частным интегралом неоднородного дифференциального уравнения, отражающим реакцию двигателя на постоянно действующее возмущение (2.117).

Каждый элемент, динамические свойства которого характеризуются линейным дифференциальным уравнением, обладает спо-

способностью при гармонических колебаниях входной координаты вырабатывать на выходе также гармонические колебания выходной координаты с той же частотой Ω , но с другой амплитудой φ_0 и некоторым сдвигом фазы γ_d (см. рис. 2.10, е). Так, например, при гармонических колебаниях x (2.117) рейки топливного насоса с частотой Ω (кривая 1 на рис. 2.15, а) угловая скорость φ коленчатого вала двигателя также будет изменяться по гармоническому закону (кривая 2 на рис. 2.15). Если графики колебаний рейки топливного насоса и угловой скорости коленчатого вала совместить (рис. 2.15, б), то окажется, что колебания выходной координаты φ происходят с той же частотой Ω , что и входная координата x , но со своей амплитудой φ_0 и с некоторым сдвигом фазы $\gamma_d(\Omega)$, причем как амплитуда, так и сдвиг фазы зависят от частоты Ω возмущающего воздействия.

Гармонические колебания удобно изображать с помощью векторов, вращающихся с частотой Ω , длина которых равна амплитуде колебаний (рис. 2.15, в). В рассматриваемом случае гармонически изменяются две координаты элемента (входная и выходная со сдвигом фазы), поэтому следует взять два вектора с модулями x_0 и φ_0 . Можно принять, что вектор x_0 , изображающий амплитуду колебаний входной координаты, совпадает с положительной полуосью абсцисс, а вектор (амплитуда) выходной координаты $A_d(\Omega)$ смещен относительно первого вектора на угол сдвига фазы $\gamma_d(\Omega)$ в сторону часовой стрелки. Конец вектора выходной координаты (точка 1 на рис. 2.16) в этом случае получит четкое и постоянное положение по отношению к вектору входной координаты.

Если изменить частоту колебаний входной координаты с Ω_1 до Ω_2 , то соответственно амплитуда колебаний $A_d(\Omega_2)$ и сдвиг фазы выходной координаты $\gamma_d(\Omega_2)$ получают новые значения, а конец вектора выходной координаты при $\Omega = \Omega_2$ переместится из точки 1 в точку 2, при частоте Ω_3 — в точку 3, при Ω_4 — в точку 4 и т. д.

Соединяя плавной кривой концы векторов $A_d(\Omega_1)$, $A_d(\Omega_2)$, $A_d(\Omega_3)$ и т. д. выходной координаты, можно получить динамическую характеристику элемента, называемую *амплитудно-фазовой частотной характеристикой*. Эта характеристика каждой своей точкой показывает амплитуду колебаний выходной координаты и сдвиг фазы относительно колебаний входной координаты при заданной частоте колебаний.

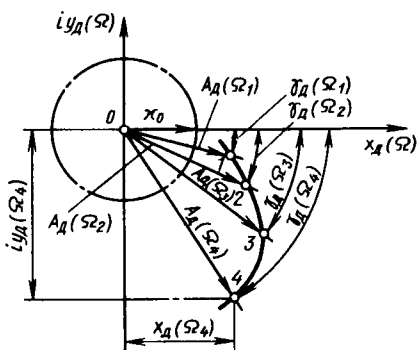


Рис. 2.16. Построение амплитудно-фазовой частотной характеристики

Обычно сами векторы на таких графиках не изображаются и сохраняется только кривая, соединяющая их концы (сама характеристика). У каждой точки такой характеристики, полученной экспериментальным или расчетным путем, отмечается значение частоты колебаний. Амплитудно-фазовая частотная характеристика охватывает все возможные гармонические возмущения, так как строится для частот Ω колебаний входной координаты от 0 до ∞ .

Сложение формул Эйлера

$$\left. \begin{aligned} e^{i\Omega t} &= \cos \Omega t + i \sin \Omega t; \\ e^{-i\Omega t} &= \cos \Omega t - i \sin \Omega t \end{aligned} \right\} \quad (2.118)$$

показывает, что $\cos \Omega t = (e^{i\Omega t} + e^{-i\Omega t})/2$, поэтому уравнению двигателя можно придать вид

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = (\kappa_0/2)e^{i\Omega t} + (\kappa_0/2)e^{-i\Omega t}.$$

В соответствии с принципом суперпозиции вначале достаточно рассмотреть воздействие на двигатель только одной из составляющих гармонического возмущения, например $(\kappa_0/2)e^{i\Omega t}$. В этом случае дифференциальное уравнение можно представить в виде

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = (\kappa_0/2)e^{i\Omega t}. \quad (2.119)$$

Частное решение такого неоднородного уравнения следует искать в форме его первой части:

$$\varphi_1 = \kappa_0 Y_d^*(i\Omega) e^{i\Omega t}/2. \quad (2.120)$$

Подстановка интеграла (2.120) в уравнение (2.119) дает выражение

$$\kappa_0 [T_d(i\Omega) + k_d] Y_d^*(i\Omega) e^{i\Omega t}/2 = (\kappa_0/2) e^{i\Omega t},$$

и тогда после сокращения

$$Y_d^*(i\Omega) = 1/d_d(i\Omega) = 1/(k_d + i\Omega T_d). \quad (2.121)$$

Полученная формула является математическим выражением амплитудно-фазовой частотной характеристики двигателя как регулируемого объекта. Декартовы координаты конца вектора $x_d^*(\Omega)$ и $iy_d^*(\Omega)$ (см. рис. 2.16) можно определить, если представить амплитудно-фазовую частотную характеристику двигателя в виде комплексного числа

$$1/(k_d + i\Omega T_d) = x_d^*(\Omega) + iy_d^*(\Omega).$$

Умножив и разделив левую часть этого выражения на разность $k_d - i\Omega T_d$ и сопоставив полученный результат с правой частью, можно получить вещественную частотную характеристику (рис. 2.17, а)

$$x_d^*(\Omega) = k_d/(k_d^2 + \Omega^2 T_d^2) \quad (2.122)$$

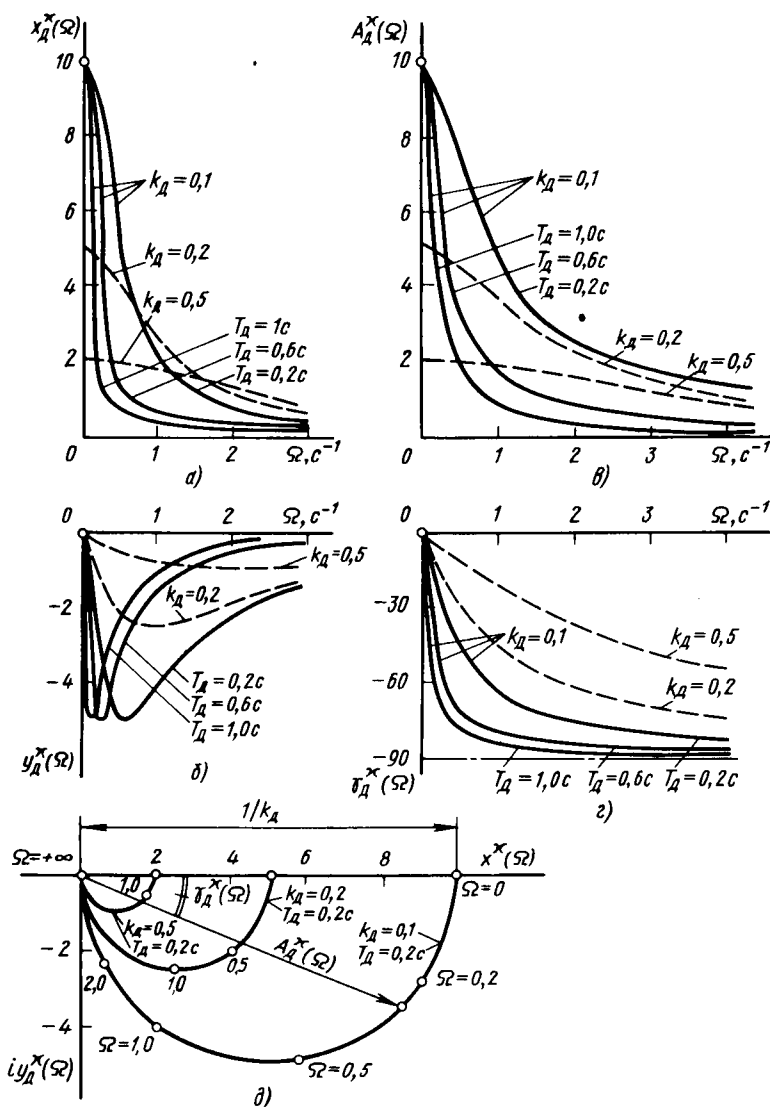


Рис. 2.17. Частотные характеристики двигателя без наддува (элемента первого порядка):
 а — вещественные; б — мнимые; в — амплитудные; г — фазовые; д — амплитудно-фазовые

и мнимую частотную характеристику (рис. 2.17, б)

$$y_d^*(\Omega) = -\Omega T_d / (k_d^2 + \Omega^2 T_d^2). \quad (2.123)$$

Амплитудно-фазовая частотная характеристика (2.121) может быть представлена в полярных координатах, в качестве которых выбирают длину вектора $A_d^*(\Omega)$ — амплитуду колебаний и угол наклона вектора $\gamma_d^*(\Omega)$ — сдвиг фазы. В соответствии с графиком, представленным на рис. 2.16,

$$\left. \begin{aligned} x_d^*(\Omega) &= A_d^*(\Omega) \cos \gamma_d^*(\Omega); \\ y_d^*(\Omega) &= A_d^*(\Omega) \sin \gamma_d^*(\Omega), \end{aligned} \right\} \quad (2.124)$$

поэтому

$$\begin{aligned} Y_d^*(i\Omega) &= x_d^*(\Omega) + iy_d^*(\Omega) = A_d^*(\Omega) [\cos \gamma_d^*(\Omega) + i \sin \gamma_d^*(\Omega)] = \\ &= A_d^*(\Omega) e^{i\gamma_d^*(\Omega)}. \end{aligned} \quad (2.125)$$

Здесь $A_d^*(\Omega)$ — модуль и $\gamma_d^*(\Omega)$ — аргумент вектора $Y_d^*(i\Omega)$. Соотношения (2.124) дают возможность определить амплитудную частотную характеристику (рис. 2.17, в)

$$A_d^*(\Omega) = \sqrt{[x_d^*(\Omega)]^2 + [y_d^*(\Omega)]^2} \quad (2.126)$$

или, с учетом формул (2.122) и (2.123),

$$A_d^*(\Omega) = 1 / \sqrt{k_d^2 + \Omega^2 T_d^2}, \quad (2.127)$$

а также фазовую частотную характеристику (рис. 2.17, г)

$$\operatorname{tg} \gamma_d^*(\Omega) = y_d^*(\Omega) / x_d^*(\Omega), \quad (2.128)$$

откуда с учетом выражений (2.122) и (2.123)

$$\gamma_d^*(\Omega) = -\operatorname{arctg} (\Omega T_d / k_d). \quad (2.129)$$

С помощью частотных характеристик (2.122) и (2.123) можно построить амплитудно-фазовую частотную характеристику. Для этого следует найти выражение

$$1 + [y_d^*(\Omega) / x_d^*(\Omega)] = (k_d^2 + \Omega^2 T_d^2) / k_d^2 = 1 / [k_d x_d^*(\Omega)].$$

Если прибавить и вычесть $1/(4k_d^2)$, то

$$[x_d^*(\Omega) - 1/(2k_d)]^2 + y_d^{*2}(\Omega) = [1/(2k_d)]^2.$$

Полученное выражение является уравнением окружности с радиусом $1/(2k_d)$, причем центр окружности смещен по оси абсцисс от начала координат также на $1/(2k_d)$ (рис. 2.17, д). При изменении Ω от 0 до ∞ вектор $Y_d^*(i\Omega)$ скользит своим концом по полуокружности, располагающейся справа от начала координат, если $k_d > 0$, и слева от начала координат при $k_d < 0$.

После подстановки выражения (2.125) в формулу (2.120) последняя получает вид

$$\varphi_1 = (\kappa_0/2) A_d^*(\Omega) e^{i[\Omega t + \gamma_d^*(\Omega)]}. \quad (2.130)$$

Аналогичным путем находится частное решение уравнения (2.119) при воздействии второй составляющей гармонического возмущения $(\kappa_0/2) e^{-i\Omega t}$. Это решение имеет вид

$$\varphi_2 = (\kappa_0/2) A_d^*(\Omega) e^{-i[\Omega t + \gamma_d^*(\Omega)]}. \quad (2.131)$$

Таким образом, частное решение уравнения (2.117) при гармоническом возмущении определяется суммой

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = (\kappa_0/2) A_d^*(\Omega) \{ e^{i[\Omega t + \gamma_d^*(\Omega)]} + e^{-i[\Omega t + \gamma_d^*(\Omega)]} \}$$

или после приведения к тригонометрической форме

$$\varphi = \kappa_0 A_d^*(\Omega) \cos[\Omega t + \gamma_d^*(\Omega)]. \quad (2.132)$$

Это выражение показывает, что при гармонических колебаниях входной координаты (2.116) в двигателе возникают вынужденные незатухающие колебания выходной координаты (2.132) с амплитудой $\varphi_0 = \kappa_0 A_d^*(\Omega)$, сдвигом фазы $\gamma_d^*(\Omega)$ и частотой Ω .

Амплитудная частотная характеристика $A_d^*(\Omega) = \varphi_0/\kappa_0 = f_A(\Omega)$ (см. рис. 2.17, в) свидетельствует о том, что амплитуда φ_0 колебаний угловой скорости ω коленчатого вала уменьшается по мере увеличения частоты колебаний Ω рейки топливного насоса. Сопоставление частотных характеристик (см. рис. 2.17, в—д) с переходным процессом (см. рис. 2.11, а) свидетельствует о том, что точка амплитудной (см. рис. 2.17, в) и амплитудно-фазовой (см. рис. 2.17, д) частотных характеристик при $\Omega = 0$ соответствует новому установившемуся режиму работы двигателя после единичного ступенчатого возмущения, определяемого новым положением $\kappa_0 = \kappa_b = 1,0$ рейки топливного насоса. Этот режим наступает после завершения переходного процесса при $t \rightarrow +\infty$. Угловая скорость коленчатого вала в этих условиях уже не изменяется во времени, поэтому $(d\varphi/dt)_{t \rightarrow \infty} \rightarrow 0$, и дифференциальное уравнение двигателя (при $\alpha_d = 0$) получит вид $k_d \varphi = \kappa_b$, откуда $\varphi = \kappa_b/k_d$ или $\varphi = 1/k_d$, если $\kappa_b = 1,0$.

Фазовая частотная характеристика (см. рис. 2.17, г) показывает, что по мере увеличения частоты Ω возмущающего воздействия колебания угловой скорости ω вала двигателя все больше и больше отстают по фазе от колебаний рейки топливного насоса и при $\Omega \rightarrow +\infty$ достигают значения $-\pi/2$.

Значение амплитудно-фазовой частотной характеристики в виде выражения (2.129) дает возможность построить логарифмические частотные характеристики. Для этой цели выражение (2.129) необходимо прологарифмировать и записать в виде

$$\ln Y_d^*(i\Omega) = \ln A_d^*(\Omega) + i\gamma_d^*(\Omega). \quad (2.133)$$

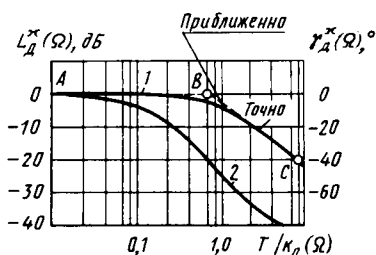


Рис. 2.18. Логарифмические частотные характеристики двигателя без наддува (элемента первого порядка):

1 — амплитудные; 2 — фазовые

Кривые $\ln A_d^*(\Omega) = f_A(\ln \Omega)$ и $\gamma_d^*(\Omega) = f_\gamma(\ln \Omega)$ обычно называются *натуральными частотными характеристиками*, соответственно амплитудной и фазовой. Однако наиболее часто для построения логарифмических частотных характеристик используются десятичные логарифмы. За единицу измерения по ординате выбирается децибел. Так как $D_{\text{дб}} = 20 \lg M$, то в качестве логарифмической амплитудной частотной характеристики элемента принимается зависимость 1 (рис. 2.18)

$$L_d^*(\Omega) = 20 \lg A_d^*(\Omega) = f(\lg \Omega). \quad (2.134)$$

По оси абсцисс откладывается $\lg \Omega$, причем длина отрезка, равная единице, называется *декадой* ($\lg 10 = 1$).

Характеристика 2 (рис. 2.18)

$$\gamma_d^*(\Omega) = f_\gamma(\lg \Omega) \quad (2.135)$$

называется *логарифмической фазовой частотной характеристикой*.

Для получения логарифмических частотных характеристик двигателя в выражение (2.133) следует подставить формулы (2.127) и (2.129) и тогда

$$\ln Y_d^*(i\Omega) = \ln \left(1 / \sqrt{k_d^2 + \Omega^2 T_d^2} \right) - i \operatorname{arctg}(\Omega T_d / k_d).$$

Поэтому в качестве логарифмической амплитудной частотной характеристики двигателя (кривая 1, рис. 2.18) принимается зависимость

$$L_d^*(\Omega) = -20 \lg \sqrt{k_d^2 + \Omega^2 T_d^2} = f_A(\lg \Omega), \quad (2.136)$$

а в качестве логарифмической фазовой частотной характеристики (кривая 2, рис. 2.18) — зависимость

$$\gamma_d^*(\Omega) = -\operatorname{arctg}(\Omega T_d / k_d) = f_\gamma(\lg \Omega). \quad (2.137)$$

Форма логарифмической амплитудной частотной характеристики (кривая 1) такова, что с достаточной степенью точности она может быть заменена приближенной характеристикой в виде двух отрезков прямых AB и BC.

Сопоставление выражений (2.87) и (2.121) показывает, что математическое выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики (2.121) может быть получено с помощью передаточной функции (2.87), если в последней произвести замену

$$p = i\Omega. \quad (2.138)$$

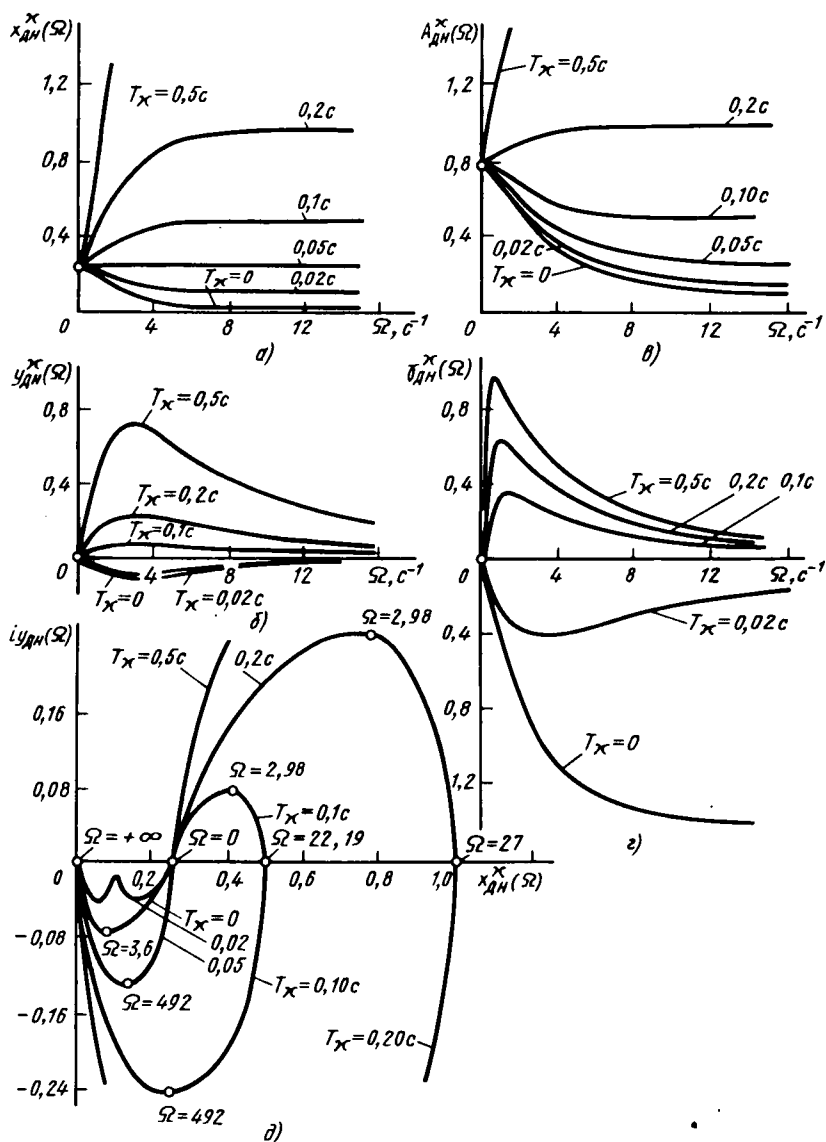


Рис. 2.19. Частотные характеристики двигателя с газотурбинным наддувом (элемента второго порядка):

а — вещественные; б — амплитудные; в — фазовые; г — амплитудно-фазовые при $T_{д2} = 0,02$ с; $T_{д1} = 0,2$ с; $k_{дн} = 0,4$; $k_x = 0,1$; $\alpha_d = 0$

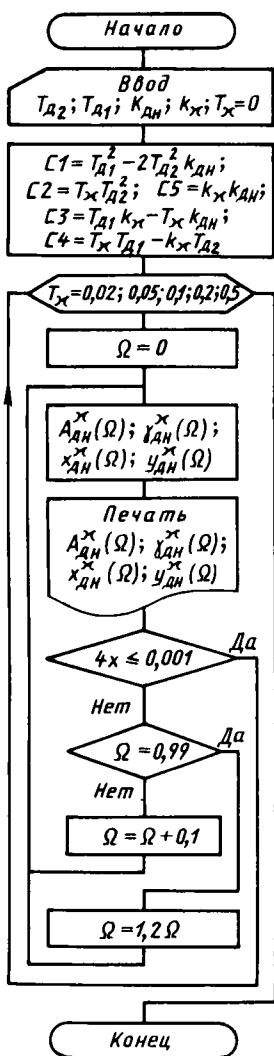


Рис. 2.20. Схема алгоритма вычислений координат частотных характеристик по формулам (2.140)–(2.142)

Эта замена соответствует случаю, когда характеристическое уравнение имеет чисто мнимые корни, что определяет появление у исследуемого элемента гармонических колебаний выходной координаты.

Динамические свойства дизеля с автономным газотурбинным наддувом характеризуются дифференциальным уравнением второго порядка (2.78), а передаточная функция такого элемента имеет вид формулы (2.85).

С помощью подстановки выражения (2.138) в уравнение (2.85) можно получить формулу амплитудно-фазовой частотной характеристики двигателя с газотурбинным наддувом:

$$Y_{\text{д}}^{\times}(i\Omega) = \frac{s_{\text{д}}(i\Omega)}{d_{\text{дн}}(i\Omega)} = \frac{k_{\text{х}} + i\Omega T_{\text{х}}}{(k_{\text{дн}} - \Omega^2 T_{\text{д2}}^2) + i\Omega T_{\text{д1}}} \quad (2.139)$$

Для получения вещественной (рис. 2.19, а) и мнимой (рис. 2.19, б) частотных характеристик формулу (2.139) следует умножить и разделить на разность $(k_{\text{дн}} - \Omega^2 T_{\text{д2}}^2) - i\Omega T_{\text{д1}}$, после чего

$$x_{\text{дн}}^{\times}(\Omega) = \frac{k_{\text{х}} k_{\text{дн}} + \Omega^2 (T_{\text{д1}} T_{\text{х}} - T_{\text{д2}}^2 k_{\text{х}})}{T_{\text{д2}}^4 \Omega^4 + (T_{\text{д1}}^2 - 2T_{\text{д2}}^2 k_{\text{дн}}) \Omega^2 + k_{\text{дн}}^2}; \quad (2.140)$$

$$y_{\text{дн}}^{\times}(\Omega) = -\frac{\Omega [T_{\text{д2}}^2 T_{\text{х}} \Omega^2 + (T_{\text{д1}} k_{\text{х}} - T_{\text{х}} k_{\text{дн}})]}{T_{\text{д2}}^4 \Omega^4 + (T_{\text{д1}}^2 - 2T_{\text{д2}}^2 k_{\text{дн}}) \Omega^2 + k_{\text{дн}}^2}. \quad (2.141)$$

Знание вещественной (2.140) и мнимой (2.141) частотных характеристик дает возможность с помощью соотношений (2.125) и (2.127) определить амплитудную (рис. 2.19, в) и фазовую (рис. 2.19, г) частотные характеристики:

$$A_{\text{дн}}^{\times}(\Omega) = \sqrt{\frac{T_{\text{х}}^2 \Omega^2 + k_{\text{х}}}{T_{\text{д2}}^4 \Omega^4 + (T_{\text{д1}}^2 - 2T_{\text{д2}}^2 k_{\text{дн}}) \Omega^2 + k_{\text{дн}}^2}}; \quad (2.142)$$

$$\varphi_{\text{дн}}^{\times}(\Omega) = -\operatorname{arctg} \frac{\Omega [T_{\text{д2}}^2 T_{\text{х}} \Omega^2 + (T_{\text{д1}} k_{\text{х}} - T_{\text{х}} k_{\text{дн}})]}{(T_{\text{х}} T_{\text{д1}} - T_{\text{д2}}^2 k_{\text{х}}) \Omega^2 + k_{\text{х}} k_{\text{дн}}}. \quad (2.143)$$

С помощью частотных характеристик (2.140) и (2.141) или (2.142) и (2.143) можно построить амплитудно-фазовые частотные характеристики, показанные на рис. 2.19, д.

Координаты частотных характеристик так же, как и переходных процессов, удобно рассчитывать с помощью ЭВМ. На рис. 2.20 показана схема алгоритма вычисления значений частотных характеристик по формулам (2.140)—(2.142) при заранее выбранных нескольких значениях $T_{\times}$. Программа расчета (см. прил. 2) предусматривает после ввода постоянных значений $T_{д2}$, $T_{д1}$, $k_{дн}$, $k_{\times}$ и первого значения $T_{\times} = 0$ расчет постоянных комплексов $C1 = T_{д1}^2 - 2T_{д2}^2 k_{дн}$; $C2 = T_{\times} T_{д2}^2$; $C3 = T_{д1} k_{\times} - T_{\times} k_{дн}$; $C4 = T_{\times} T_{д1} - k_{\times} T_{д2}^2$; $C5 = k_{\times} k_{дн}$ и затем самих значений частотных характеристик. Полученные данные выносятся на печать. Для того чтобы расчет был более компактным, изменение Ω принято вначале с увеличением на 0,1 (до значения 0,99), затем в 1,2 раза. Расчет при заданном $T_{\times}$ заканчивается, если ордината характеристики достигает значений 0,001. Затем расчет повторяется при новых значениях $T_{\times}$.

§ 2.10. ОСНОВНЫЕ РЕГУЛИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Анализ статических и динамических свойств двигателей показывает, что во многих случаях эксплуатация их оказывается невозможной без установки на них различных автоматических регуляторов и устройств.

Регулирование частоты вращения. В зависимости от условий работы к двигателям внутреннего сгорания предъявляются различные требования. Так, например, в стационарных условиях (АС на рис. 2.3) двигатель должен поддерживать заданный скоростной режим независимо от нагрузки.

Для оценки возможностей такой работы необходимо обратиться к взаимному влиянию характеристик двигателя 1 (см. рис. 2.3) и потребителя 3 на поле возможных режимов. Если принять, что $\Delta\omega$ — допустимое изменение скоростного режима при сбросе нагрузки, то легко убедиться, что даже незначительное уменьшение сопротивления (переход с характеристики 3 на характеристику 5) повлечет за собой изменение угловой скорости, выходящее за намеченную границу, так как новый режим соответствует точке A_1 .

Для ограничения изменений скоростных режимов в заданном диапазоне следует при изменении сопротивления потребителя перейти на новую частичную характеристику 6 двигателя, тогда новый режим работы установится в точке A_2 . Однако для этого необходимо по мере увеличения частоты вращения воздействовать на орган управления двигателем и перемещать его в сторону уменьшения подачи топлива. Наоборот, при увеличении сопротивления

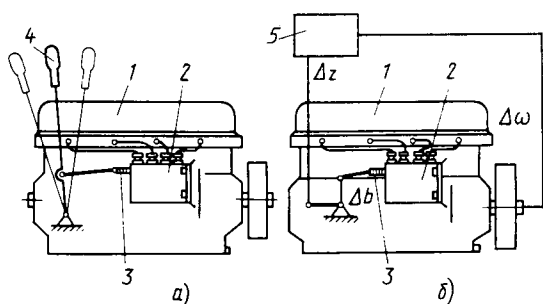


Рис. 2.21. Схема управления двигателем:

а — ручного; б — автоматического; 1 — двигатель; 2 — топливный насос; 3 — рейка топливного насоса; 4 — рукоятка; 5 — автоматический регулятор

и понижения угловой скорости подача топлива должна увеличиваться.

Перемещения органа управления может выполнять обслуживающий персонал, тогда будет осуществляться ручное регулирование (рис. 2.21, а). Однако ручное регулирование затрудняет работу обслуживающего персонала и не обеспечивает точности поддержания скоростного режима, что свидетельствует о необходимости установки на двигателе, работающем в стационарных условиях, автоматического регулятора частоты вращения независимо от типа двигателя (рис. 2.21, б).

В тех случаях, когда к постоянству скоростных режимов предъявляются особо высокие требования (например, при работе на генератор переменного тока допускаемое $\Delta\omega$ мало или равно нулю), на двигателе должен устанавливаться автоматический регулятор, называемый *прецизионным*, имеющий специальную конструкцию.

Необходимость применения регулятора на судовых двигателях также должна решаться в зависимости от типа двигателя. На мелких моторных судах используются карбюраторные двигатели, которые имеют понижающиеся скоростные характеристики по мере увеличения угловой скорости вала (кривая 1 на рис. 2.4, а). Эти двигатели, как правило, работают непосредственно на гребной винт, поэтому момент сопротивления резко возрастает по мере увеличения ω (кривая 2). Сопоставление этих характеристик указывает на хорошую устойчивость работы таких двигателей ($k_d > 0$). При внезапном сбросе нагрузки (оголение гребного винта) мощность карбюраторного двигателя достигает режима холостого хода при угловой скорости вала, превышающей скорость в номинальном режиме в 1,3—1,5 раза, что не опасно для прочности и не вызывает ухудшения теплового процесса. Таким образом, при работе карбюраторного двигателя непосредственно на гребной винт установка автоматического регулятора необязательна.

При работе дизеля на гребной винт так же, как и при стационарных условиях (см. рис. 2.3, а), номинальный скоростной режим, которому соответствует АС, может быть превзойден почти

при всех положениях органа управления. При некоторой угловой скорости, превышающей номинальную, характеристики двигателя пересекают характеристику 7 предела дымности, что приводит обычно к перегреву выпускной системы двигателя. Поэтому каждый дизель, работающий непосредственно на гребной винт, необходимо оборудовать автоматическим регулятором частоты вращения, называемым *предельным*. В некоторых случаях судовые двигатели должны иметь возможность длительное время работать в частичных скоростных режимах при частотах вращения, меньших номинальной. Такие двигатели должны быть снабжены так называемыми *всережимными* автоматическими регуляторами, применение которых также становится предпочтительным при использовании дистанционного управления.

Двигатели, установленные на транспортных агрегатах, работают при переменных скоростных и нагрузочных режимах. Сравнительный анализ характеристик карбюраторных двигателей и дизелей, а также характеристик потребителей показывает, что карбюраторные двигатели в транспортных условиях имеют значительно более устойчивые режимы работы. Это свидетельствует о том, что установка предельного автоматического регулятора на транспортный карбюраторный двигатель необязательна. Тем не менее, для предотвращения больших выбросов частоты вращения коленчатого вала при внезапных сбросах нагрузки на мощном карбюраторном двигателе иногда устанавливают простые по конструкции *предельные* регуляторы частоты вращения.

Для транспортных двигателей существенное значение имеет устойчивость малых скоростных режимов холостого хода, используемых при кратковременных стоянках.

В карбюраторных двигателях такой режим получается при сильно прикрытом дросселе, когда крутящий момент резко уменьшается при увеличении угловой скорости. Так как при этом медленно возрастает момент сопротивления, скоростные режимы холостого хода оказываются высокоустойчивыми, и установки автоматического регулятора не требуется.

При работе в транспортных условиях дизеля необходимость в предельном автоматическом регуляторе сохраняется. Для получения холостого хода на малых скоростных режимах орган управления дизелем устанавливается в положение, соответствующее малой подаче топлива. Свойство топливного насоса золотникового типа увеличивать подачу топлива с увеличением угловой скорости сохраняется и при малых скоростных режимах, вследствие чего с увеличением угловой скорости медленно возрастает как индикаторный крутящий момент двигателя, так и момент сил внутренних сопротивлений, причем возрастание характеристики момента сил внутренних сопротивлений может быть более (или менее) интенсивным, чем возрастание индикаторного крутящего момента двигателя. Поэтому режимы работы холостого хода при малых скоростных режимах могут быть либо слабо устойчивыми

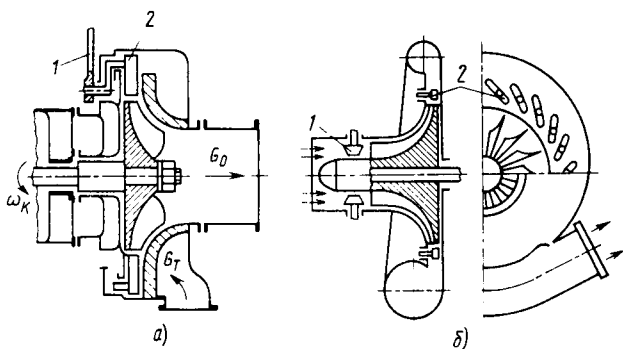


Рис. 2.22. Схемы элементов регулируемого турбокомпрессора:

а — радиальная центробежная турбина (1 — рычаг поворота лопаток соплового аппарата; 2 — лопатки соплового аппарата); б — одноступенчатый центробежный компрессор (1 — поворотные лопатки на входе в направляющий аппарат; 2 — поворотные лопатки диффузора)

($F_d > 0$), либо вообще неустойчивыми ($F_d < 0$). В обоих случаях автоматический регулятор холостого хода необходим.

Таким образом, на транспортные дизели необходимо устанавливать автоматические регуляторы, работающие, по крайней мере, на двух скоростных режимах: предельном и минимальном. Такие регуляторы называются *двухрежимными*. При желании обеспечить большую стабильность скорости движения при переменной нагрузке в пределах между регулируемым номинальным и минимальным скоростными режимами приводит к необходимости применения в транспортных условиях всережимных автоматических регуляторов частоты вращения.

Однако смена нагрузки при всережимном регулировании приводит к резкому изменению цикловой подачи топлива и, следовательно, к увеличенной тепловой нагрузке двигателя. Подмечено, что при езде в условиях города целесообразно не допускать выхода двигателя на внешнюю характеристику при каждом набросе нагрузки. Для этого служат *трехрежимные* регуляторы, которые, повышая устойчивость промежуточных скоростных режимов, одновременно препятствуют резкому изменению цикловой подачи при смене нагрузки.

Регулирование наддува. Современные двигатели, имеющие наддув, часто должны работать в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Однако это возможно только в том случае, когда на всех рассматриваемых режимах цикловая подача топлива обеспечивается соответствующей цикловой подачей воздуха. Обычно турбокомпрессор подбирают так, чтобы на заданном (расчетном) режиме работы двигатель имел наилучшие мощностные и экономические показатели. Отклонение от такого расчетного режима приводит к рассогласованию гидравлической характеристики двигателя с пропускной способностью турбины и ком-

рессора и, как следствие, к снижению их КПД и давления наддува, а также к неполному сгоранию топлива.

Наиболее целесообразно в этих условиях использовать регулируемые турбину (рис. 2.22, а) и компрессор (рис. 2.22, б), позволяющие улучшить работу двигателя. Воздействием на их органы управления можно осуществлять перенастройку турбокомпрессора в соответствии с изменяющимися режимами работы двигателя и, таким образом, существенно улучшать условия их совместной работы. Положения h_t лопаток соплового аппарата и диффузора в регулируемом турбокомпрессоре должны устанавливаться автоматически в зависимости от режима работы двигателя. Каждому режиму работы двигателя (N_e ; ω) соответствует определенный диапазон Δh_{tAB} (рис. 2.23) возможных положений лопаток соплового аппарата турбины при условии, что в свою очередь при каждом из этих положений можно использовать некоторый свой диапазон Δh_{KB} положений лопаток диффузора компрессора, в пределах которых рабочие параметры двигателя при совместной работе двигателя с турбокомпрессором не превышают установленные ограничения.

Конечно, нет необходимости использовать все возможные сочетания положений лопаток для одного и того же режима работы двигателя, поэтому для большей надежности работы системы обычно выбирают примерно средние значения в пределах возможных зон каждого режима и этим достигают определенности связи положений h_K и h_t регулируемых лопаток с режимом работы двигателя. Таким образом, зоны регулирования наддува определяются конкретными свойствами двигателя и турбокомпрессора и обеспечиваются соответствующим подбором автоматических регуляторов. В мощных двухтактных дизельных двигателях часто используются приводные нагнетатели, роторы которых кинематически жестко связаны с коленчатым валом. При работе таких двигателей в транспортных условиях согласование подачи топлива и воздуха в камеру сгорания должно обеспечиваться за счет использования передачи от двигателя к компрессору с переменным автоматически изменяемым передаточным отношением, определяемым автоматическим регулятором в зависимости от заданного режима работы двигателя.

Наличие системы автоматического регулирования или управления наддувом расширяет возможные режимы работы двигателя,

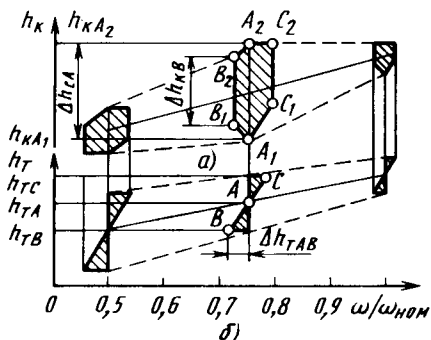


Рис. 2.23. Зоны регулирования турбокомпрессора

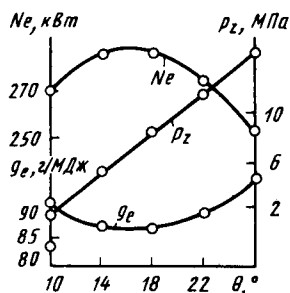


Рис. 2.24. Регулировочные характеристики двигателя по углу опережения впрыска топлива

но одновременно усложняет конструкцию двигателя, повышает его первоначальную стоимость и предъявляет дополнительные требования к обслуживанию. Поэтому возможность применения автоматического регулирования наддува определяется сопоставлением параметров двигателя при нерегулируемом и регулируемом

наддуве и последующим экономическим анализом целесообразности усложнения конструкции турбокомпрессора или кинематической связи ротора компрессора с валом двигателя.

Регулирование температуры в системе охлаждения и смазочной системе. Опыт эксплуатации двигателей внутреннего сгорания и специально поставленные исследования показали, что температура в системе охлаждения двигателя существенно влияет как на основные эффективные показатели его работы (мощность, экономичность), так и на интенсивность изнашивания трущихся поверхностей. Так, например, эффективная мощность и экономичность двигателя при прочих равных условиях достигает своего наибольшего значения при температуре в системе охлаждения около 348 К и почти не изменяется до 358 К. Дальнейшее увеличение температуры в системе охлаждения может вызвать некоторое снижение N_e и увеличение g_e из-за ухудшения условий смазывания трущихся поверхностей. Кроме того, специально поставленные экспериментальные исследования показали, что по мере роста температуры охлаждающей воды до 343 К степень изнашивания деталей заметно снижается, однако после 348 К снижение степени изнашивания становится несущественным.

Приведенные данные оказались идентичными для двигателей различных типов, размеров и назначения. Это свидетельствует о том, что температуру в системе охлаждения двигателя целесообразно при всех режимах его работы поддерживать на одном и том же уровне в интервале от 348 до 358 К. Однако свойства двигателя, как регулируемого объекта по температуре охлаждения, таковы, что названный диапазон температур в процессе эксплуатации практически не может поддерживаться без регулирующего воздействия на систему охлаждения (см. рис. 2.7). В связи с этим большинство двигателей внутреннего сгорания, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, снабжаются однорежимными автоматическими регуляторами температуры различной сложности (см. рис. 2.8) в зависимости от требования к точности поддержания заданного теплового состояния.

В проточных системах охлаждения судовых двигателей из-за интенсивного отложения накипи температура воды на выходе из двигателя должна поддерживаться на уровне от 318 до 328 К.

В тепловозных теплосиловых установках с дизелями для ограничения габаритных размеров холодильных секций используют замкнутые системы высокотемпературного охлаждения, при котором температура охлаждающей воды увеличивается до 378 К.

м Настройка угла опережения впрыска топлива. Основные показатели работы дизеля (эффективная мощность N_e , эффективный расход топлива g_e , давление сгорания p_z) существенно зависят от угла θ опережения впрыска топлива (рис. 2.24). Для каждого режима работы (угловой скорости и нагрузки) должен быть свой угол θ , обеспечивающий получение $g_{e \min}$ при прочих равных условиях. Однако изменение θ приводит одновременно к изменению ряда показателей и, в частности, максимального значения давления сгорания p_z и, следовательно, жесткости работы двигателя. Поэтому выбор угла опережения впрыска следует осуществлять с учетом ряда факторов. На стационарных двигателях целесообразно устанавливать автоматическое устройство, уменьшающее угол опережения впрыска по мере снижения нагрузки, а на судовых и транспортных дизелях — устройство, изменяющее угол опережения впрыска в зависимости от изменений как нагрузки, так и угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Приведенный выше анализ условий, вызывающих необходимость или целесообразность установки на двигателях некоторых автоматических регуляторов и устройств, показывает, что часть таких устройств необходима, давно используется и оправдала себя в эксплуатации (автоматические регуляторы частоты вращения, температуры в системе охлаждения и смазочной системе), другая часть желательна.

Уже в настоящее время на автоматические регуляторы, например регуляторы частоты вращения, возлагаются дополнительные функции по коррекции характеристик, по согласованию цикловых подач топлива и воздуха, по контролю за смазочной системой, по изменению угла опережения впрыска.

Дополнительные возможности для решения таких задач создает в системах управления двигателями электронная техника (особенно микропроцессорная), предназначенная для сбора от датчиков информации о состоянии двигателя в работе, ее анализа и выработки соответствующих управляющих воздействий.

Впредь предстоит еще большая работа, связанная с изучением двигателей в качестве регулируемых объектов для разработки и установки на них такой автоматической аппаратуры, которая давала бы возможность оптимизации работы двигателя на всех его возможных установившихся и неустойчивых режимах.

§ 2.11. ВЫБОР СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Возможные выходные координаты двигателя. Наиболее часто в процессе эксплуатации к двигателям предъявляются требования поддержания статического равновесия, обеспечиваю-

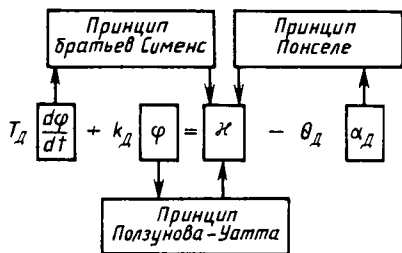


Рис. 2.25. Схема образования принципов регулирования

атаки винта (если потребителем энергии является винт изменяемого шага), смены передачи и др. Однако чаще всего в процессе регулирования воздействие регулятора направлено на сам двигатель с целью изменить его крутящий момент M . Известно, что

$$M = kg_{\pi}\eta_e,$$

где η_e — эффективный КПД; g_{π} — цикловая подача топлива; k — коэффициент пропорциональности.

При всех условиях работа двигателя организуется так, чтобы значение η_e всегда поддерживалось на максимально высоком уровне, поэтому нужно изменять воздействие на цикловую подачу g_{π} топлива путем перемещения Δh рейки топливного насоса или поворота дроссельной заслонки ($\kappa = \Delta h/h_0$).

Дифференциальное уравнение двигателя (2.78) или (2.86) показывает, что на κ (орган управления двигателем) можно воздействовать с помощью автоматического регулятора, измеряющего различные параметры, характеризующие неустановившиеся режимы его работы (рис. 2.25).

Прежде всего можно измерить изменение самого регулируемого параметра, т. е. φ , и в зависимости от его значения воздействовать на κ . Такой принцип регулирования получил наименование *принципа Ползунова—Уатта* (см. рис. 1.1). Уравнения этих регуляторов, связывающих φ и κ , в самом простейшем случае можно представить в виде

$$\delta_z \eta = \varphi, \quad (2.144)$$

где δ_z — коэффициент пропорциональности; $\eta = \Delta z/z_0$ — безразмерное перемещение муфты 3 регулятора (см. рис. 1.1, б). Регулятор, действие которого основано на принципе Ползунова—Уатта, включается в работу только тогда, когда регулируемый параметр уже отклонился от своего значения на равновесном режиме, причем это включение тем интенсивнее, чем больше отклонение.

Выработку регулирующего воздействия регулятором можно ускорить, если измерять не φ , а $d\varphi/dt$. Такой регулятор, называе-

щего постоянство заданного значения регулируемого параметра. Смена нагрузки нарушает условие статического равновесия, например (2.1), и вызывает переходный процесс, описываемый дифференциальным уравнением (2.13). Для того чтобы восстановить баланс (2.1), можно воздействовать на потребитель в целях изменения его момента сопротивления путем, например, выбора угла

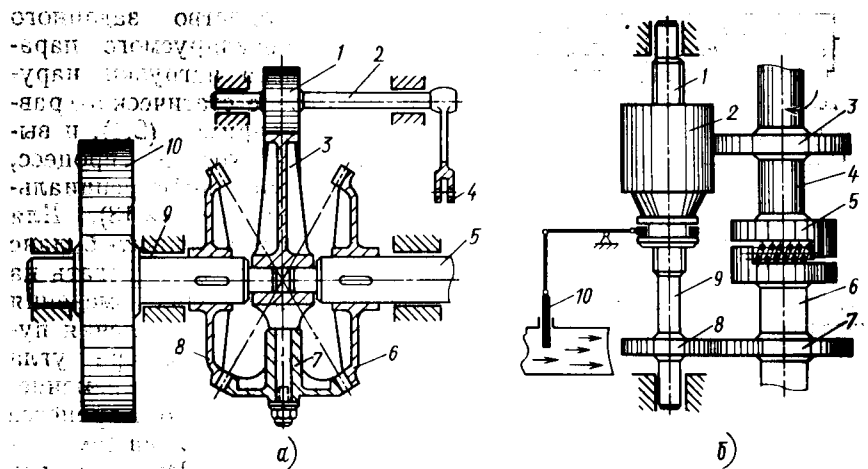


Рис. 2.26. Автоматические регуляторы, действующие на основе принципов регулирования:

a — братьев Сименс (1, 6, 7 и 8 — зубчатые колеса; 2 — валик; 3 — зубчатый сектор; 4 — поводок; 5 — вал двигателя; 9 — вал регулятора; 10 — маховик); *б* — Понселе (1 — ходовой винт; 2 — подвижное зубчатое колесо; 3, 7 и 8 — зубчатые колеса; 4 — вал двигателя; 5 — упругая муфта; 6 — вал потребителя; 9 — вал регулятора; 10 — дроссельная заслонка)

мый *акселериметром*, впервые был предложен братьями Сименс (1845 г.), именем которых и назван соответствующий принцип регулирования (рис. 2.25). Регулятор их конструкции (рис. 2.26, *a*) представляет собой дифференциальную систему передачи, зубчатое колесо 6 которой жестко связано с валом 5 двигателя. Вращение колеса 6 через дифференциальное колесо 7 передается колесу 8 и маховику 10, стремящемуся сохранить постоянство частоты вращения. При медленном изменении частоты вращения вала 5 маховик 10 может синхронно изменить частоту вращения, и тогда поводок 4 останется неподвижным (система регулирования импульса не получит). Однако чем более резко изменится частота вращения вала 5 (чем больше его ускорение), тем больше скажется инерционность маховика 10 и тем больше повернется поводок 4, связанный с рейкой или дроссельной заслонкой. В регуляторах братьев Сименс перестановочная сила пропорциональна ускорению, и поэтому ее воздействие на орган управления совпадает с началом изменения скоростного режима машины. Действительно, дифференциальное уравнение (2.13) показывает, что $d\varphi/dt$ получает максимальное значение $(M - M_c)/J$ сразу же в момент нарушения установившегося режима (2.1), когда появляется неравенство $M \neq M_c$.

В самом упрощенном случае уравнение такого регулятора можно представить в виде

$$\delta_z \eta = d\varphi/dt.$$

В автоматических регуляторах двигателей внутреннего сгорания импульс по ускорению всегда используется одновременно с импульсом по отклонению, осуществляющим процесс регулирования при наличии главной отрицательной обратной связи ($\kappa = -\eta$). В связи с этим импульс по ускорению должен усиливать действие главной отрицательной обратной связи и при положительном значении $d\varphi/dt$ вызывать отрицательное изменение выходной координаты, что может быть обеспечено при совместном решении уравнений

$$d_z\eta = -d\varphi/dt; \kappa = -\eta. \quad (2.145)$$

Однако ускорение $d\varphi/dt$ появляется вследствие изменения нагрузки, т. е. M_c в уравнении (2.13). В связи с этим можно создать регулятор, который будет вырабатывать регулирующее воздействие η путем измерения непосредственно M_c или α_d [см. уравнение (2.78), (2.86) или (2.96)]. Такой регулятор (рис. 2.26, б), впервые предложенный Панселе в 1830 г., можно выполнить на механической основе, если вал 4 двигателя и вал 6 потребителя связать упругой муфтой 5, выполняющей роль автоматического регулятора.

Относительный угол поворота вала 6 по отношению к валу 4 увеличивается при возрастании нагрузки и уменьшается при ее снижении. Поэтому колесо 2, скрепленное с валом 9 ходовым винтом 1, при изменении нагрузки имеет некоторое осевое перемещение и через систему рычагов действует на дроссельную заслонку 10, изменяющую подачу рабочего тела в двигатель. Этот регулятор стал основой соответствующего принципа регулирования (см. рис. 2.25). Уравнение такого регулятора в упрощенном представлении можно представить в виде

$$d_z\eta = \alpha_d. \quad (2.146)$$

Каждый из предложенных принципов регулирования имеет свои положительные и отрицательные особенности, которые необходимо учитывать при выборе типа регулятора.

Принцип Ползунова — Уатта. При установке на двигатель автоматического регулятора создается САР, в которой двигатель ДВС и автоматический регулятор АР непрерывно взаимодействуют друг с другом (см. рис. 1.2, в). Поэтому при анализе динамических свойств такой системы уравнения элементов, составляющих систему, необходимо рассматривать совместно во взаимодействии. В данном случае это уравнения двигателя (2.86) и автоматического регулятора (2.144).

Как уже отмечалось, в САР выходная координата η (z) регулятора непосредственно воздействует на орган управления κ (h) двигателя (см. рис. 1.2, в). Такая связь при увеличении угловой скорости должна приводить к уменьшению цикловой подачи топлива ($\Delta g_u < 0$), что и обеспечивается в системе автоматического

регулирования главной отрицательной обратной связью, характеризуемой условием:

$$\eta = -\kappa. \quad (2.147)$$

Эта связь должна учитываться во всех САР, действующих на основе принципа Ползунова—Уатта.

Таким образом, уравнения (2.86), (2.144) и (2.147) в совокупности образуют систему

$$d_d(p)\varphi = \kappa - \theta_d \alpha_d; \quad \delta_z \eta = \varphi; \quad \eta = -\kappa.$$

Координаты η и κ в данной системе являются внутренними и могут быть исключены. Это приводит к дифференциальному уравнению

$$T_d(d\varphi/dt) + (k_d + 1/\delta_z)\varphi = -\theta_d \alpha_d,$$

общий интеграл которого при единичном ступенчатом возмущении (см. рис. 2.10, а), когда $\theta_d = 1,0$ и $\alpha_d = -1,0$ (при сбросе нагрузки), получит вид

$$\varphi = \frac{\delta_z}{1 + k_d \delta_z} \left(1 - e^{-\frac{1 + k_d \delta_z}{T_d \delta_z} t} \right).$$

Сопоставление полученного общего интеграла САР с общим интегралом (2.103) двигателя показывает, что $(1 + k_d \delta_z)/T_d \delta_z > > k_d/T_d$. Следовательно, принцип Ползунова—Уатта обеспечивает повышение устойчивости и качества работы системы. При установке на двигателе автоматического регулятора, действующего на основе принципа Ползунова—Уатта, переходный процесс может быть сходящимся [при $t \rightarrow +\infty$ $\varphi \rightarrow \delta_z/(1 + k_d \delta_z)$], а система автоматического регулирования — устойчивой (даже при $k_d < < 0$), когда сам двигатель неустойчив, если при этом $1 + k_d \delta_z > > 0$.

Принцип братьев Сименс. Уравнения, характеризующие динамические свойства САР с регулятором братьев Сименс, имеют вид

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d \varphi = \kappa - \theta_d \alpha_d; \quad \delta_z \eta = -d\varphi/dt, \quad \kappa = -\eta.$$

Путем совместного решения уравнений исключаются внутренние координаты η и κ , что дает

$$(T_d - 1/\delta_z)(d\varphi/dt) + k_d \varphi = -\theta_d \alpha_d.$$

Общий интеграл такого уравнения при $\theta_d = 1,0$ и сбросе нагрузки ($\alpha_d = -1,0$) имеет вид

$$\varphi = \frac{1}{k_d} \left(1 - e^{-\frac{k_d}{T_d - 1/\delta_z} t} \right),$$

свидетельствующий о том, что регулятор, выполненный по принципу братьев Сименс, не способен повысить устойчивость системы

регулирования. Она полностью определяется устойчивостью самого двигателя, т. е. алгебраическим знаком k_d . Если же $k_d > 0$, то регулятор системы братьев Сименс способен повысить быстродействие системы, т. е. качество процесса регулирования, при $(T_d - 1/\delta_z) > 0$.

Принцип Панселе. Уравнения, характеризующие динамические свойства САР с регулятором Панселе, имеют вид

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = \kappa - \theta_d\alpha_d;$$

$$\delta_z\eta = \alpha_d; \quad \eta = \kappa,$$

так как главная отрицательная обратная связь учтена в самом уравнении двигателя знаком «минус» перед $\theta_d\alpha_d$. Совместное решение уравнений при $\theta_d = 1,0$ и $\alpha_d = -1,0$ приводит к общему интегралу вида

$$\varphi = \frac{1 - 1/\delta_z}{k_d} (1 - e^{-(k_d/T_d)t}).$$

Следовательно, установка на двигатель регулятора системы Панселе, измеряющего нагрузку, не влияет на устойчивость работы системы, определяемую устойчивостью самого двигателя. Однако при $k_d > 0$ такой регулятор повышает качество работы системы, так как уменьшает изменение φ в переходном процессе при $1 - 1/\delta_z < 1$.

Проведенный анализ свойств различных принципов регулирования свидетельствует о существенных преимуществах регуляторов, работающих по принципу Ползунова—Уатта (см. рис. 1.1), поэтому далее таким регуляторам уделяется основное внимание.

Другие принципы регулирования в настоящее время используются в совокупности с принципом Ползунова—Уатта для повышения качества работы САР. Такие автоматические регуляторы называются *двухимпульсными*.

Регулирование последовательным выключением цилиндров двигателя из работы. Работа двигателей может регулироваться не только изменением цикловой подачи топлива одновременно во все цилиндры двигателя, но также и полным выключением цикловой подачи топлива в его отдельные цилиндры по мере снижения нагрузки с тем, чтобы оставшиеся в работе цилиндры продолжали воспринимать полную для них нагрузку, при которой обеспечивается наибольшая экономичность.

При этом последовательность выключения цилиндров из работы по мере снижения нагрузки должна подчиняться определенной закономерности, для выявления которой необходимо проанализировать зависимость экономичности двигателя от нагрузки, приходящейся на отдельные цилиндры.

Эффективный КПД двигателя, определяемый отношением:

$$\eta_e = 3,6 \cdot 10^3 / (H_{ue}),$$

где H_u — теплота сгорания топлива и g_e — удельный расход топлива, оказывается максимальным, если g_e получает минимальное значение. Для обеспечения этого условия необходимо соответствующим образом распределить нагрузку между цилиндрами двигателя. Если $N_{e1}, N_{e2}, \dots, N_{ei}$ — мощности отдельных цилиндров, то $g_e = f(N_{e1}, N_{e2}, N_{e3}, \dots, N_{ei_d})$, где i_d — число цилиндров двигателя. Известно, что экстремум функции нескольких переменных имеет место при условии равенства нулю полного дифференциала этой функции:

$$dg_e = \sum_{i=1}^{i=i_d} (\partial g_e / \partial N_{ei}) = 0. \quad (2.148)$$

При регулировании методом последовательного включения цилиндров должна быть обеспечена возможность воздействия обслуживающего персонала или автоматического регулятора на подачу топлива в отдельные цилиндры. В связи с этим приращение мощности отдельных цилиндров двигателя являются произвольными, не равными нулю и между собой, поэтому условие (2.148) может быть выполнено только при равенстве нулю всех частных производных рассматриваемой функции. Таким образом, выполнение условия (2.148) сводится к необходимости выполнения i_d условий

$$(\partial g_e / \partial N_{e1}) = 0; \quad (\partial g_e / \partial N_{e2}) = 0; \dots; (\partial g_e / \partial N_{ei_d}) = 0. \quad (2.149)$$

Удельный эффективный расход топлива определяется отношением $g_e = G/N_e$, где G — часовой расход топлива на работу двигателя. Так как для каждого цилиндра двигателя $G_i = N_{ei} g_{ei}$ и $G = \sum_{i=1}^{i=i_d} G_i$, то

$$g_e = \sum_{i=1}^{i=i_d} v_i g_{ei}, \quad (2.150)$$

где $v_i = N_{ei}/N_e$. Дифференцируя соотношение (2.150) по мощности первого цилиндра двигателя N_{e1} , получим

$$\partial g_e / \partial N_{e1} = \partial \sum_{i=1}^{i=i_d} v_i g_{ei} / \partial N_{e1}. \quad (2.151)$$

Так как мощность двигателя определяется мощностью потребителя и, следовательно, является заданной, изменение мощности первого цилиндра должно вызвать изменение мощности по крайней мере еще одного, например i_d -го, цилиндра. Если при этом допустить, что при изменении N_{e1} мощность остальных цилиндров (кроме i_d -го) не изменилась, то выражение

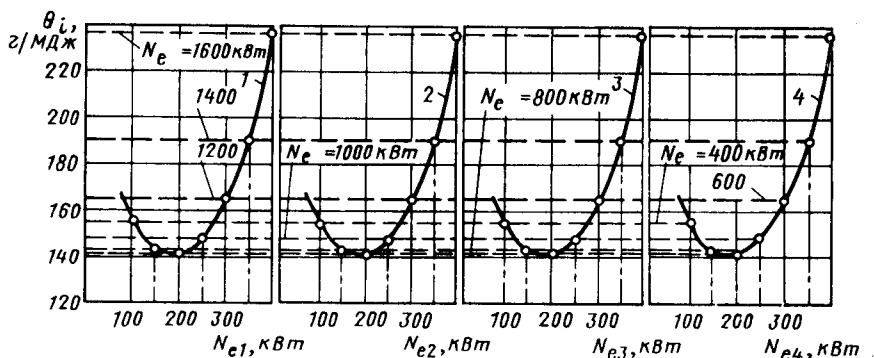


Рис. 2.28. Определение экстремального распределения нагрузки по цилиндрам двигателя:

1 — первому; 2 — второму; 3 — третьему; 4 — четвертому

(2.150) достаточно провести горизонталь и по точкам пересечения на соответствующих абсциссах определить мощность каждого цилиндра.

Однако получение экстремума выражения (2.150) является только необходимым условием оптимального распределения нагрузки между цилиндрами двигателя. Достаточным условием является требование минимума выражения (2.150), что выполняется, если дифференциал второго порядка функции (2.150) является положительным, т. е. если

$$d^2 g_e = \sum_{k=1}^{k=l_d} \sum_{i=1}^{i=l_d} [\partial^2 g_e / (\partial N_{ek} \partial N_{ei})] dN_{ek} dN_{ei} > 0. \quad (2.155)$$

Можно показать, что данное условие может быть выполнено только в том случае, если среди всех вторых производных, входящих в выражение (2.155), имеется не более чем одна отрицательная величина.

Таким образом, для определения условий оптимального распределения нагрузки между цилиндрами двигателя необходимо: построить нагрузочные характеристики $g_{ei} = f(N_{ei})$ для всех цилиндров двигателя (см. рис. 2.27);

методом графического дифференцирования по нагрузочным характеристикам определить величины θ_i и построить зависимости $\theta_i = f(N_{ei})$ так, чтобы ось ординат для всех зависимостей была одна и та же, а шкалы мощностей цилиндров располагались по оси абсцисс последовательно (см. рис. 2.28);

на основании условия (2.149) через построенные таким образом зависимости провести горизонтальные прямые $\theta_i = \text{const}$; точки пересечения этих прямых с зависимостями $\theta_i = f(N_{ei})$ должны быть спроецированы на ось абсцисс. Проекции точек пересечения на ось абсцисс показывают мощности N_{ei} каждого цилиндра двигателя при оптимальном распределении нагрузки N_e .

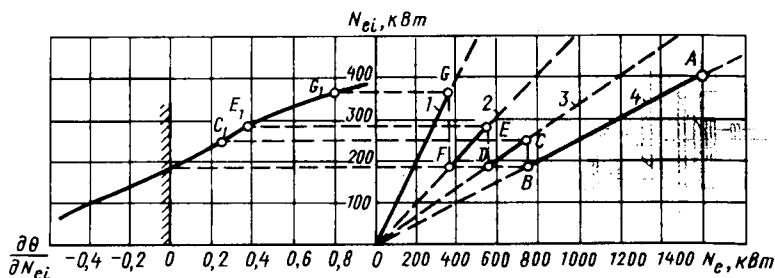


Рис. 2.29. Определение оптимального распределения нагрузки между четырьмя цилиндрами двигателя при включении в работу:

1 — одного цилиндра; 2 — двух цилиндров; 3 — трех цилиндров; 4 — четырех цилиндров

В диапазоне возможного изменения нагрузки методом графического дифференцирования зависимостей $\theta_i = f(N_{ei})$ следует построить зависимости $\partial\theta_i/\partial N_e = f(N_{ei})$. Если среди построенных таким образом зависимостей только одна кривая располагается (полностью или частично) ниже оси абсцисс, распределение нагрузки является оптимальным.

При качественной настройке топливоподающей аппаратуры и отладке рабочего процесса в каждом цилиндре двигателей можно принять, что все цилиндры имеют одинаковые нагрузочные характеристики.

Для того чтобы распределение нагрузки было оптимальным, необходимо выполнение условия (2.155).

В соответствующих точках режимов двигателя при равномерном распределении нагрузки и одинаковых нагрузочных характеристиках окажутся равными между собой не только величины θ_i , но и их производные по мощности. Распределение нагрузки будет оптимальным только в том случае, когда все производные $\partial\theta_i/\partial N_{ei}$ положительные. Это накладывает определенные требования на процесс регулирования двигателя при сбросе нагрузки.

В левом квадранте графика, приведенного на рис. 2.29, дана кривая $(\partial\theta/\partial N_{ei}) = f(N_{ei})$. Эта кривая показывает, что производная $\partial\theta/\partial N_{ei}$ является положительной, если мощность каждого из цилиндров двигателя превышает (в рассматриваемом примере) 190 кВт.

В первом квадранте построены прямые, дающие связь мощности каждого из работающих цилиндров N_{ei} с мощностью двигателя при равномерном распределении нагрузки. Точка A прямой 4 соответствует номинальной мощности четырехцилиндрового двигателя. При снижении мощности нагрузка должна быть равномерно распределена между всеми цилиндрами до тех пор, пока выполняется условие $(\partial\theta/\partial N_{ei}) > 0$.

В точке B при $N_e = 750$ кВт производная $(\partial\theta/\partial N_{ei}) = 0$, поэтому один из цилиндров двигателя должен быть выключен из работы, после чего мощность оставшихся цилиндров двигателя

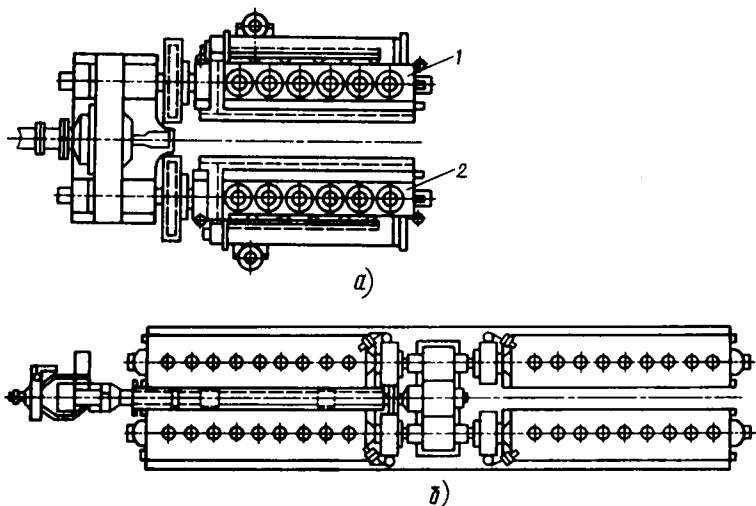


Рис. 2.30. Судовые дизель-редукторные установки:
 а — с двумя дизелями; б — с четырьмя дизелями

поднимается до значения в точке C . Выключение цилиндра повысит величину $\partial\theta/\partial N_{ei}$ до значения в точке C_1 . При дальнейшем снижении нагрузки оставшиеся цилиндры двигателя должны быть нагружены равномерно до N_e в точке D , когда вновь производная $\partial\theta/\partial N_{ei}$ становится равной нулю. Если появляется необходимость дальнейшего снижения N_e , следует выключить второй цилиндр двигателя, а в точке F — и третий.

Таким образом, график, изображенный в правом квадранте на рис. 2.29, является графиком работы четырехцилиндрового двигателя при оптимальном распределении нагрузки между цилиндрами. Он определяет работу регулятора во всем диапазоне нагрузок, если регулирование двигателя осуществляется методом последовательного выключения (при сбросе нагрузки) или включения (при увеличении нагрузки) цилиндров двигателя.

Все изложенное выше применительно к регулированию методом последовательного выключения цилиндров полностью сохраняется и для случая параллельной работы двигателей на один потребитель, если работа эта по частоте вращения синхронна (рис. 2.30). В этом случае регулирование каждого из двигателей, составляющих силовую установку, должно быть осуществлено по закону, определяемому графиком на рис. 2.29, если прямые 1—4 построены соответственно для работы установки, содержащей четыре двигателя (рис. 2.30, б).

АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

§ 3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Автоматическим регулятором называется прибор, обеспечивающий автоматическое поддержание заданного значения регулируемого параметра двигателя с заданной точностью.

Элемент автоматического регулятора, измеряющий отклонение какого-либо регулируемого параметра двигателя от его значения в заданном режиме работы, называется *чувствительным элементом*. Если чувствительный элемент системой соединительных элементов непосредственно связан с органом управления двигателем, то регулятор называется *регулятором прямого действия*. Достоинством таких регуляторов являются простота их конструкции и обслуживания. К числу недостатков следует отнести необходимость создания чувствительным элементом значительных перестановочных усилий, которые гарантировали бы перемещения органа (органов) управления двигателем, что увеличивает габаритные размеры самого автоматического регулятора.

Отмеченный недостаток несуществен для двигателей малой, а иногда и средней мощности (например, двигателей автотракторного типа), поэтому на таких двигателях устанавливают, как правило, автоматические регуляторы прямого действия.

Автоматические регуляторы прямого действия в зависимости от типа чувствительного элемента можно подразделять на механические, пневматические, гидравлические и электрические. Каждый из этих регуляторов в зависимости от числа регулируемых режимов может быть однорежимным (прецизионным или предельным), двухрежимным или всережимным.

§ 3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Чувствительные элементы. Механические чувствительные элементы состоят из вращающихся грузов 3 (рис. 3.1, а), которые шарнирно укреплены на траверсе 6, кинематически связанной с коленчатым валом двигателя через зубчатое колесо 7. Грузы лапками 5 опираются на муфту 2 через подшипник 4. Центробежные силы грузов 3 воспринимаются пружиной (пружинами) 1.

Грузы механических чувствительных элементов имеют различные формы в зависимости от требуемой массы и размеров внутрен-

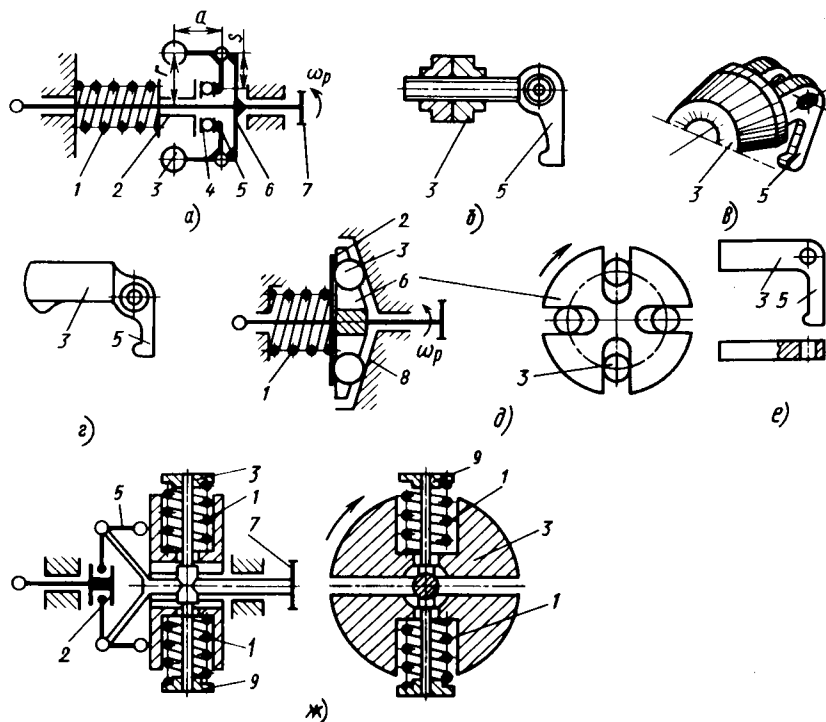


Рис. 3.1. Механические чувствительные элементы регуляторов частоты вращения с грузами:

а, д — шаровыми; б — регулируемые; в — подковообразными; г — призматическими; е — в форме уголка; ж — радиально расходящимися

ней полости регулятора. Шаровые грузы 3 (рис. 3.1, д) располагаются в пазах траверсы-звездочки 6 так, что при увеличении угловой скорости перекатываются по конической тарелке 8 к периферии и перемещают муфту 2. В некоторых чувствительных элементах пружина 9 (рис. 3.2) удалена от грузов и воспринимает их центробежную силу через рычажный механизм 10.

Восстанавливающая сила. Восстанавливающей называется приведенная к оси движения муфты сила, направленная на восстановление положения муфты при невращающихся грузах. Такая сила создается в основном пружиной чувствительного элемента. Силы тяжести грузов, рычагов и муфты существенно меньше усилия пружины, поэтому в первом приближении ими можно пренебречь.

При перемещении муфты 8 (рис. 3.2) на δz восстанавливающая сила E совершает работу $E\delta z$, равную работе $F_A\delta z$ силы упругости F_A пружины 3. В этом случае $E = F_A$. Если пружина не соосна с муфтой (например, пружина 9), то из условия равенства работ $E\delta z = F_B\delta y_B$ восстанавливающая сила $E = F_B (\delta y_B / \delta z)$.

Выбор нескольких предварительных деформаций $\Delta\psi_i$ пружины позволяет определить сетку характеристик $E = f(\psi; z)$ все-режимного чувствительного элемента (рис. 3.3).

В этом случае

$$\Delta E = (\partial E / \partial z) \Delta z + (\partial E / \partial \psi) \Delta \psi. \quad (3.2)$$

Иногда восстанавливающая сила E' приводит к центру массы груза (точка Ц), тогда $E' = Ea/l$, где a и l — плечи груза 2 (см. рис. 3.2).

Поддерживающая сила. В процессе работы регулятора появляются силы, которые перемещают муфту и в зависимости от значения регулируемого параметра удерживают ее в некоторых промежуточных равновесных положениях.

Приведенная к муфте сила, которая поддерживает муфту в промежуточном положении равновесия, называется *поддерживающей*. Эта сила в механических чувствительных элементах является приведенной к муфте центробежной силой грузов.

Если r — расстояние от центра тяжести груза до оси вращения, m_r — масса груза и ω_r — угловая скорость груза, то его центробежная сила (см. рис. 3.2)

$$P_v = m_r r \omega_r^2. \quad (3.3)$$

Преодолевая восстанавливающую силу E , центробежные силы перемещают муфту чувствительного элемента вверх на δz , причем сами грузы удаляются от оси вращения по радиусу на расстояние δr . Воздействие центробежных сил P_v грузов на муфту можно заменить одной поддерживающей силой $D = A \omega_r^2$, приложенной к муфте и действующей по оси ее движения. Значение этой силы определяют из условия равенства работ центробежных сил грузов, перемещающихся в направлении действия силы P_v на δr , и искомой силы, перемещающей на δz :

$$i_r P_v \delta r = A \omega_r^2 \delta z = i_r m_r r \delta r \omega_r^2, \quad (3.4)$$

где i_r — число грузов чувствительного элемента.

Из этого уравнения коэффициент поддерживающей силы

$$A = i_r m_r r \delta r / \delta z. \quad (3.5)$$

Зависимость (3.5) показывает, что коэффициент A зависит от положения муфты, т. е. $A = f(z)$ (рис. 3.4, а, кривая 1). Путем умножения каждого значения A на $\omega_r^2 = \text{const}$ можно получить сетку характеристики поддерживающей силы $A \omega_r^2 = f(z)$ при $\omega_r = \text{const}$ (кривые 2—5).

В некоторых случаях поддерживающая сила приводится к центру массы груза; тогда она обозначается $C \omega_r^2$. Условие равенства работ $C \omega_r^2 \delta r = i_r m_r r \delta r \omega_r^2$ показывает, что $C = i_r m_r r$, т. е. характеристика $C = f(r)$ является прямой. Умножение зна-

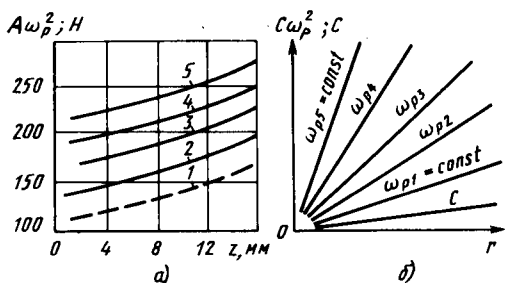


Рис. 3.4. Характеристики поддерживающей силы механического чувствительного элемента:
а — приведенной к оси движения муфты; б — приведенной к центру массы груза; 1 — $A = f(z)$; 2 — б — $A\omega_p^2 = f(z)$ при $\omega_{pi} = \text{const}$ ($i = 2 \div 5$)

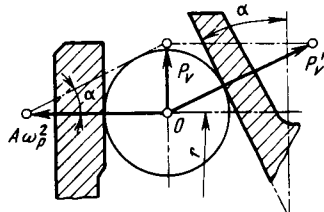


Рис. 3.5. К определению поддерживающей силы чувствительных элементов с шаровыми грузами

чений C на ω_p^2 дает также прямолинейные характеристики $C\omega_p^2 = f(r)$, выходящие из начала координат (рис. 3.4, б).

В механических чувствительных элементах, выполненных по схеме, приведенной на рис. 3.1, б, поддерживающая сила в соответствии с рис. 3.5 определяется выражением

$$A\omega_p^2 = P_v \text{ctg } \alpha = i_r m_r r \text{ctg } \alpha,$$

где r — радиус вращения груза. Если $r_{\min}$ — минимальный радиус вращения груза и Δr — его текущий прирост при перемещении муфты Δz , то $r = r_{\min} + \Delta r$ или $r = r_{\min} + \Delta z \text{ctg } \alpha$. Следовательно,

$$A = i_r m_r (r_{\min} + \Delta z \text{ctg } \alpha) \text{ctg } \alpha,$$

т. е. зависимость $A = f(z)$ в этом случае имеет прямолинейный характер.

Для достижения большей компактности грузов им часто придается достаточно сложная форма (см. рис. 3.1, в), которая при точных расчетах поддерживающей силы требует учета рассредоточения массы груза по объему. В таких случаях весь груз параллельными плоскостями (рис. 3.6, а, б) делится на мелкие элементы простой формы, определяются координаты их центров

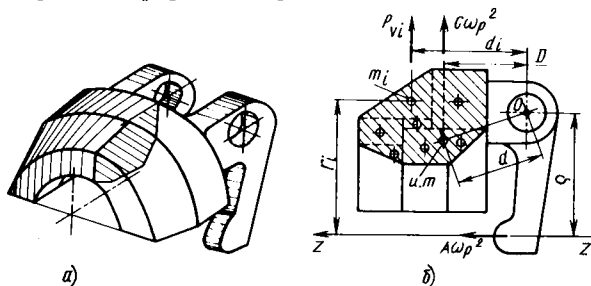


Рис. 3.6. К уточненному определению поддерживающей силы груза:
а — деление груза на пластины; б — деление пластины на простые геометрические фигуры

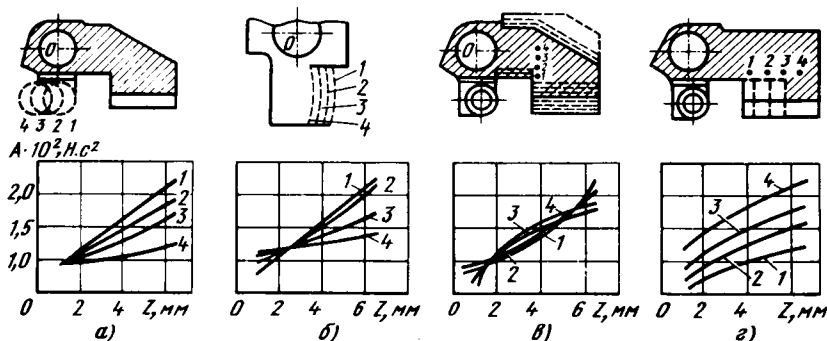


Рис. 3.7. Влияние на форму характеристики $A = f(z)$ расположения конструктивных элементов груза:

a — центра опорного ролика; $б$ — опорной поверхности лапки груза; $в$ — радиуса вращения центра массы груза; $г$ — расстояния центра массы груза от оси подвеса

массы (рис. 3.6, б) и тогда поддерживающая сила груза подсчитывается по формуле

$$A\omega_p^2\rho = i_r\omega_p^2 \sum_{j=1}^p \sum_{i=1}^n m_{ji}r_{ji}a_{ji}, \quad (3.6)$$

где ρ — расстояние между параллельными плоскостями, одна из которых проходит через ось подвеса груза, а другая через точку соприкосновения лапки груза с муфтой параллельно оси движения муфты; m_{ji} — масса i -й фигуры в j -й пластинке; r_{ji} — радиус вращения центра массы m_{ji} ; a_{ji} — расстояние центра массы m_{ji} до плоскости, проходящей через ось подвеса груза (точка 0) перпендикулярно оси движения муфты; n — число фигур в каждой пластинке; p — число пластинок в грузе. Таким образом, на характер зависимости коэффициента A поддерживающей силы $A\omega_p^2$ от перемещения муфты существенно влияет форма груза, так как $\rho = f(z)$; $a_{ji} = f(z)$; $r_{ji} = f(z)$. Меняя форму груза (1—4 на рис. 3.7, а—г), можно изменять в желаемом направлении характеристику поддерживающей силы $A\omega_p^2 = f(z)$.

Статические характеристики механического чувствительного элемента. При работающем чувствительном элементе ($\omega_p \neq 0$) его поддерживающая сила $A\omega_p^2$, преодолев восстанавливающую силу E , удерживает муфту в некотором равновесном (установившемся) положении z_0 , определяемом условием:

$$E - A\omega_p^2 = 0. \quad (3.7)$$

Это условие называется *уравнением статического равновесия муфты*. С помощью таких уравнений определяют равновесные положения муфты z_0 в зависимости от значения регулируемого параметра ω_p и строят статические характеристики (*равновесные*

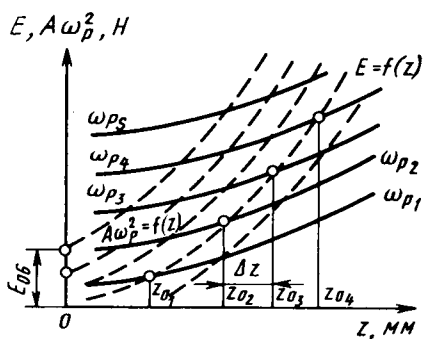


Рис. 3.8. Определение равновесных положений муфты z_{0i} при различных угловых скоростях ω_{pi} по характеристикам сил: — — — — поддерживающей; — — — — восстанавливающей

равновесных кривых чувствительного элемента $\omega_p = f(z)$ (рис. 3.9). Всережимные механические чувствительные элементы с переменной предварительной деформацией пружины имеют сетку равновесных кривых (рис. 3.9, а), соответствующую сетке характеристик восстанавливающей силы $E = f(z)$ (штриховые кривые на рис. 3.8).

Фактор устойчивости. В процессе работы регулятора могут появиться импульсы сил, вызывающие отклонения муфты от положения равновесия, например, в положение z_2 (рис. 3.10). При указанном отклонении $\Delta z = z_0 - z_2$ восстанавливающая сила E_2 оказывается меньше поддерживающей силы $(A\omega_p^2)_2$, в результате

кривые) $\omega_p = f(z)$ чувствительного элемента (или регулятора прямого действия). Для их построения необходимо зависимости $E = f(z)$ (см. рис. 3.3) и $A\omega_p^2 = f(z)$ при $\omega_p = \text{const}$ (см. рис. 3.4, а) совместить на одном графике (рис. 3.8) и определить равновесные положения муфты z_{0i} в виде абсцисс точек пересечения характеристик при известных значениях $\omega_{pi} = \text{const}$. Это позволит найти связь между равновесными положениями z_{0i} муфты и соответствующими угловыми скоростями ω_{pi} и, следовательно, построить сетку

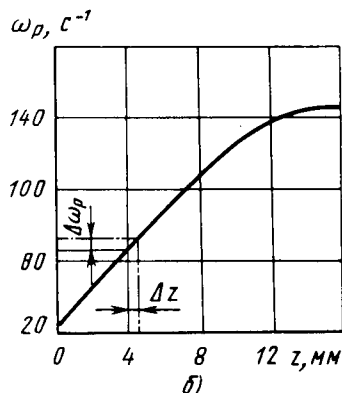
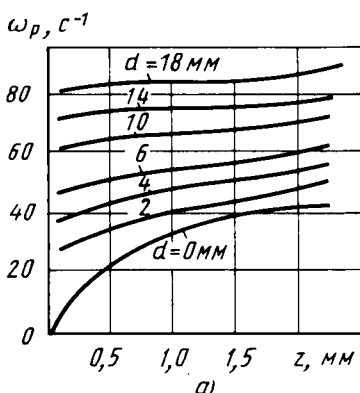


Рис. 3.9. Равновесные кривые (статические характеристики) всережимных механических чувствительных элементов (регуляторов прямого действия) с предварительной деформацией пружины:

а — переменной; б — постоянной

чего создается избыточная сила, $p_{из2} = (A\omega_p^2)_2 - E_2$, возвращающая муфту в исходное положение. При отклонении муфты в положение z_1 восстанавливающая сила E_1 становится больше поддерживающей $(A\omega_p^2)_1$, в результате чего избыточная сила $p_{из1} = E_1 - (A\omega_p^2)_1$ также стремится восстановить нарушенное положение равновесия.

Появление сил $p_{из1}$ и $p_{из2}$, восстанавливающих положение равновесия муфты при его нарушении, указывает на то, что рассмотренное положение равновесия z_0 является устойчивым.

Для оценки устойчивости выбранного положения муфты можно выбрать отношение

$$F_p = [\Delta E - \Delta(A\omega_p^2)]/\Delta z,$$

называемое *фактором устойчивости* чувствительного элемента (регулятора прямого действия). Так как $E = f(z)$ и $A = f(z)$, то при $\omega_p = \text{const}$, $\psi = \text{const}$ $\Delta E = (\partial E/\partial z) \Delta z$ и $\Delta A = (dA/dz) \Delta z$, поэтому

$$F_p = \partial E/\partial z - \omega_p^2 (dA/dz). \quad (3.8)$$

Положительное значение F_p соответствует устойчивому положению равновесия муфты и чем больше F_p , тем выше устойчивость. При отрицательном значении F_p положение равновесия является неустойчивым.

Такие чувствительные элементы используются иногда для автоматов безопасности (рис. 3.11), которые при превышении предельного значения ω_p выключают подачу топлива к двигателю. Случай $F_p = 0$ свидетельствует о том, что характеристики $A\omega_p^2 = f(z)$ и $E = f(z)$ совпадают, и положения равновесия муфты безразличны. Такой регулятор называется *астатическим*.

Степень неравномерности. Важнейшими статическими показателями работы чувствительного элемента и, следовательно, автоматического регулятора прямого действия являются характер и диапазон изменения равновесной угловой скорости двигателя при сбросе нагрузки от полной до холостого хода. Они в значительной степени зависят от формы равновесной кривой чувствительного элемента.

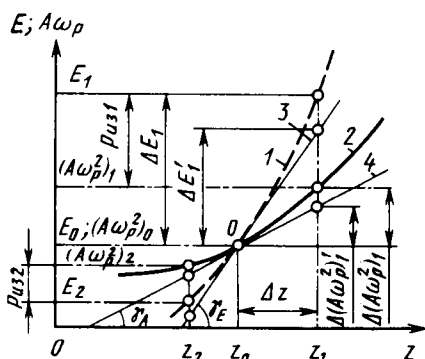


Рис. 3.10. К определению фактора устойчивости механического чувствительного элемента по взаимному расположению характеристик:

1 — кривая восстанавливающей силы; 2 — кривая поддерживающей силы; 3, 4 — касательные к этим кривым

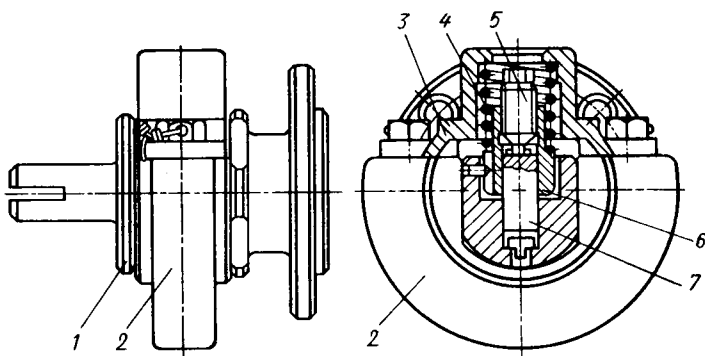


Рис. 3.11. Автомат безопасности:

1 — корпус; 2 — груз; 3 — скоба; 4 — пружина; 5 — регулировочный болт; 6 — тарелка; 7 — палец

Для оценки формы равновесной кривой введено понятие *местной степени неравномерности* δ_z , численно равной безразмерному уклону равновесной кривой в заданной точке с координатами ω_{p0} и z_0 так, что

$$\delta_z = (z_0/\omega_{p0}) (d\omega_p/dz). \quad (3.9)$$

В соответствии с уравнением (3.7) $\omega_{p0} = \sqrt{E/A}$, поэтому

$$\delta_z = \frac{z_0}{\sqrt{E/A}} \frac{d}{dz} \sqrt{E/A}$$

или после дифференцирования с учетом соотношений (3.8) и (3.9)

$$\delta_z = F_p z_0 / (2E). \quad (3.10)$$

Диапазон изменения равновесных угловых скоростей вала двигателя или валика регулятора $\Delta\omega_p = \omega_{p \max} - \omega_{p \min}$ на выбранной равновесной кривой при полном сбросе нагрузки от внешней скоростной характеристики 1 (см. рис. 2.3) до холостого хода (ось абсцисс) называют *неравномерностью*, *остаточной неравномерностью*, или *статической ошибкой*.

Для оценки неравномерности работы автоматического регулятора введено понятие *степени неравномерности* δ , иногда называемой общей степенью неравномерности. Ее значение можно определить интегрированием выражения (3.9) по ходу муфты. Пусть, например, $\omega_{p0} = \omega_{p \text{ ср}} = \text{const}$; тогда $\delta_z = (z/\omega_{p \text{ ср}}) \times (d\omega_p/dz)$, где средняя угловая скорость $\omega_{p \text{ ср}} = (\omega_{p \max} + \omega_{p \min})/2$. Следовательно,

$$d\omega_p/\omega_{p \text{ ср}} = \delta_z (dz/z_0).$$

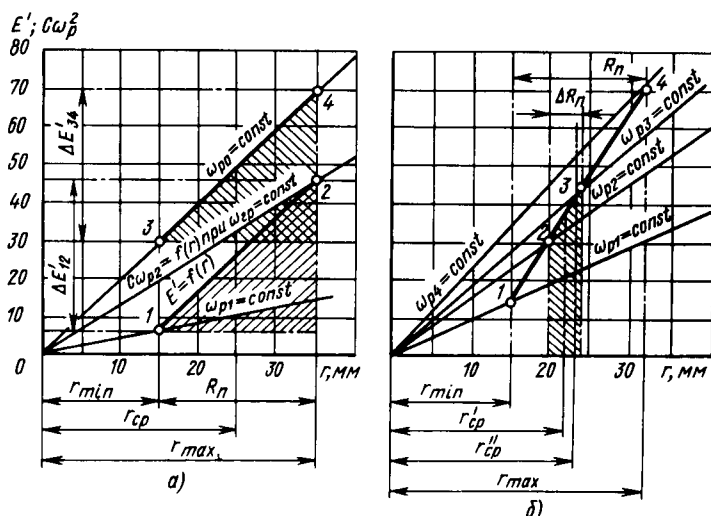


Рис. 3.12. Характеристики приведенных к центру груза поддерживающей и восстанавливающей сил чувствительных элементов всережимных механических регуляторов:

а — с переменной предварительной деформацией пружины; б — с постоянной предварительной деформацией пружины; жирные линии — характеристики $E' = f(r)$

Интегрируя левую и правую части уравнения в пределах от $\omega_{p \min}$ до $\omega_{p \max}$, найдем

$$\delta = (\omega_{p \max} - \omega_{p \min}) / \omega_{p \text{ ср}} = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} (\delta_z / z_0) dz. \quad (3.11)$$

При $\omega_{p \max} = \omega_{p \min}$ и $\delta = \delta_z = 0$, а в соответствии с выражением (3.10) и $F_p = 0$.

Степень неравномерности всережимных регуляторов зависит от заданного скоростного режима. Для выявления этой зависимости по оси ординат откладывают приведенные к центру массы груза восстанавливающую E' и поддерживающую $C\omega_p^2$ силы в зависимости от радиуса вращения r .

В чувствительных элементах всережимных автоматических регуляторов с переменной предварительной деформацией пружин (рис. 3.12, а) при смене регулируемого скоростного режима изменяется лишь предварительная деформация пружины, поэтому все характеристики $E' = f(r)$ усилий пружин, построенные в выбранных координатах, являются параллельными прямыми. Так как $r_{\min}$ — крайнее внутреннее, а $r_{\max}$ — крайнее наружное положение грузов, то $R_{\Pi} = r_{\max} - r_{\min}$ является полным перемещением груза. Постепенно увеличивая предварительную дефор-

мацию пружины, можно подобрать такое ее значение, при котором (при $\omega_p = \omega_{p0}$) характеристика восстанавливающей силы всеми своими точками совпадает с характеристикой поддерживающей силы $C\omega_p^2$. Так как в этом случае любому положению муфты соответствует одно и то же значение угловой скорости грузов, то выбранный режим является астатическим.

Из равенства заштрихованных треугольников (рис. 3.12, а) следует, что

$$\Delta E'_{34} = \Delta E'_{12}, \quad (3.12)$$

где $\Delta E'_{34} = E'_4 - E'_3$; $\Delta E'_{12} = E'_2 - E'_1$.

Если r_{cp} — среднее положение грузов, то

$$E'_1 = m\omega_{p1}^2 (r_{cp} - R_n/2);$$

$$E'_2 = m\omega_{p2}^2 (r_{cp} + R_n/2);$$

$$E'_3 = m\omega_{p0}^2 (r_{cp} - R_n/2);$$

$$E'_4 = m\omega_{p0}^2 (r_{cp} + R_n/2).$$

С учетом полученных выражений равенство (3.12) можно представить в виде

$$\omega_{p0}^2 R_n = r_{cp} (\omega_{p2}^2 - \omega_{p1}^2) + R_n (\omega_{p2}^2 + \omega_{p1}^2)/2. \quad (3.13)$$

Для выбранной деформации пружин степень неравномерности

$$\delta = (\omega_{p2} - \omega_{p1})/\omega_{p\text{cp}}, \quad \text{где } \omega_{p\text{cp}} = (\omega_{p2} + \omega_{p1})/2.$$

С помощью этих соотношений можно определить

$$\omega_{p2} = \omega_{p\text{cp}} (1 + \delta/2);$$

$$\omega_{p1} = \omega_{p\text{cp}} (1 - \delta/2).$$

Подстановка ω_{p2} и ω_{p1} в уравнение (3.13) дает

$$\delta^2 + (8r_{cp}/R_n) \delta + 4[1 - (\omega_{p0}/\omega_{p\text{cp}})^2] = 0,$$

откуда

$$\delta = (4r_{cp}/R_n) [\sqrt{1 + (R_n/2r_{cp})^2 [(\omega_{p0}/\omega_{p\text{cp}})^2 - 1]} - 1]. \quad (3.14)$$

В зависимости от скоростного режима $\omega_{p\text{cp}}$ и соотношения конструктивных размеров чувствительного элемента формулу (3.14) можно представить кривой $\delta = f(\omega_{p\text{cp}})$ (рис. 3.13), показывающей, что с уменьшением регулируемого скоростного режима $\omega_{p\text{cp}}$ степень неравномерности чувствительного элемента всережимного механического регулятора увеличивается.

Характеристика регулятора с постоянной предварительной деформацией пружины, построенная в координатах $E' = f(r)$, представляет собой одну прямую 1—4 (см. рис. 3.12, б), охватывающую все возможные регулируемые режимы в диапазоне R_n .

Один регулируемый скоростной режим, получающийся при движении рейки топливного насоса от полной подачи до подачи топлива на холостом ходу, охватывает лишь часть 2—3 характеристики 1—4, и следовательно, часть ΔR_n полного перемещения грузов R_n . Расположение ΔR_n в пределах R_n зависит от выбранного положения рычага управления.

Угловая скорость ω_{p0} астатического режима определяется конструктивными параметрами регулятора: массой m его грузов и жесткостью пружины b_r , приведенной к центру массы груза. Действительно, в соответствии с характеристикой 3—4 (см. рис. 3.12, а)

$$E'_4 = m\omega_{p0}^2 (r_{cp} + R_n/2) = b_r (r_{cp} + R_n/2),$$

откуда

$$\omega_{p0} = \sqrt{b_r/m}. \quad (3.15)$$

Эта формула остается качественно справедливой и для регуляторов с постоянной предварительной деформацией пружины (см. рис. 3.12, б), поэтому степень неравномерности такого регулятора

$$\delta = (4r'_{cp}/\Delta R_n) [\sqrt{1 + (\Delta R_n/2r_{cp})^2 [(\omega_{p0}/\omega_{p\text{ср}})^2 - 1]} - 1],$$

где r'_{cp} — средний радиус вращения грузов, соответствующий выбранному ΔR_n . Полученная формула указывает на то, что в регуляторах данного типа степень неравномерности также увеличивается по мере уменьшения регулируемого скоростного режима (см. рис. 3.13).

Степень нечувствительности. Для перемещения рейки топливного насоса на нее нужно воздействовать некоторой силой. Обозначим эту силу, приведенную к оси движения муфты регулятора, через f . Так как сила f всегда направлена в сторону, противоположную направлению перемещения муфты, то в уравнение равновесия (3.7) она должна быть включена с двойным алгебраическим знаком:

$$E - A\omega_p^2 \pm f = 0.$$

Из этого уравнения можно найти два предельных значения угловой скорости (рис. 3.14, а):

$$\omega_p^* = \sqrt{(E + f)/A} \quad \text{и} \quad \omega_p' = \sqrt{(E - f)/A}, \quad (3.16)$$

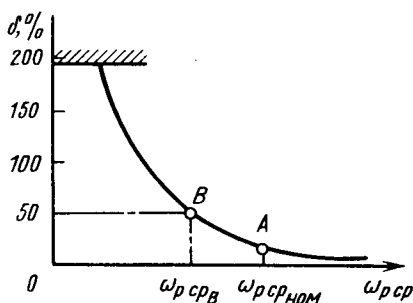


Рис. 3.13. Зависимость степени неравномерности механического всережимного регулятора от скоростного режима

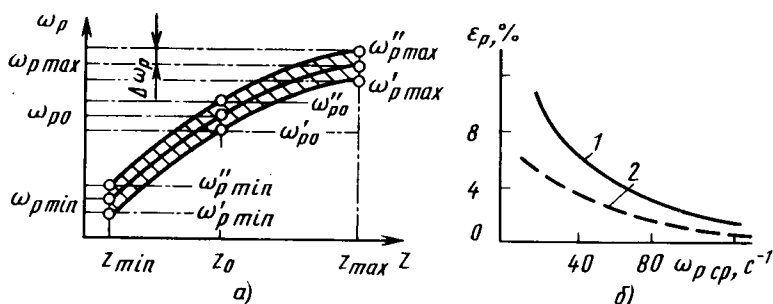


Рис. 3.14. Нечувствительность механического регулятора:

а — область нечувствительности (заштрихована); б — зависимость степени нечувствительности от скоростного режима; 1 — без повышающей передачи; 2 — с повышающей передачей

соответствующих одному и тому же положению муфты: ω_p'' — при увеличении угловой скорости грузов, а ω_p' — при ее уменьшении. При наличии силы f в интервале угловых скоростей $\omega_p'' - \omega_p'$ чувствительный элемент не реагирует на изменение угловой скорости валика регулятора, поэтому указанный интервал угловых скоростей называется *областью нечувствительности регулятора* (заштрихована на рис. 3.14, а).

Для характеристики нечувствительности регулятора введено понятие *степени нечувствительности*

$$\epsilon_p = (\omega_p'' - \omega_p') / \omega_p, \quad (3.17)$$

где

$$\omega_p = (\omega_p'' + \omega_p') / 2. \quad (3.18)$$

Умножим и разделим выражение (3.17) на сумму $\omega_p'' + \omega_p'$, и тогда, учитывая выражение (3.18), получим.

$$\epsilon_p = [(\omega_p'')^2 - (\omega_p')^2] / 2\omega_p^2.$$

Подстановка сюда выражений (3.16) с учетом того, что $f \ll E$, приводит к отношению $\epsilon_p = f / (A\omega_p^2)$ или в соответствии с уравнением (3.7)

$$\epsilon_p = f / E. \quad (3.19)$$

Из формулы (3.19) следует, что с уменьшением угловой скорости грузов регулятора его степень нечувствительности увеличивается, так как значения поддерживающей и восстанавливающей сил при этом уменьшаются (кривая 1 на рис. 3.14, б).

Предельные регуляторы. Регуляторы такого типа включаются в работу только при превышении двигателем номинального скоростного режима. Для этого пружина 3 регулятора (см. рис. 3.2) устанавливается с такой предварительной деформацией, которая обеспечивает преодоление поддерживающей силы гру-

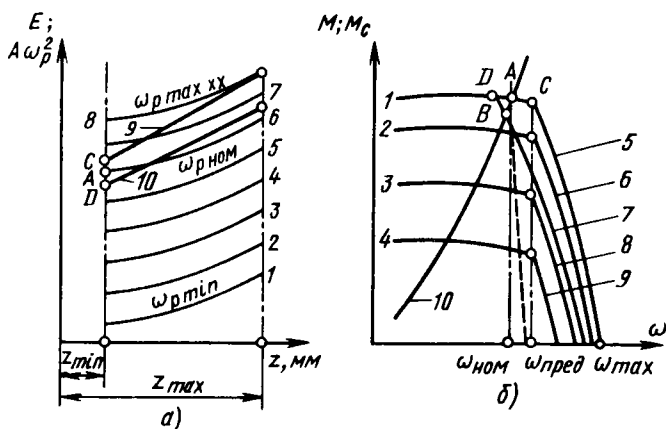


Рис. 3.15. Характеристика регулятора и двигателя при предельном и прецизионном регуляторах:

a — регулятора (1—8 — $A\omega_p^2 = f(z)$; 9 — $E = f(z)$ при предельном регуляторе; 10 — $E = f(z)$ при прецизионном регуляторе); b — двигателя (1 — внешняя скоростная; 2—4 — частичные скоростные; 5—9 — регуляторные; 10 — потребителя

зов 2 на всех скоростных режимах до номинального включительно (точка A на рис. 3.15).

При достижении угловой скорости $\omega_{пред}$ в точке C усилие пружины 3 (см. рис. 3.2) уравнивается центробежными силами грузов 2, и при дальнейшем увеличении ω муфта 8 перемещается вверх, а рейка топливного насоса — в сторону выключения подачи топлива. Крутящий момент двигателя при этом уменьшается в соответствии с регуляторными характеристиками 5, 6 и т. д. (рис. 3.15, б). При угловой скорости вала, меньшей $\omega_{пред}$, двигатель работает при ручном управлении, т. е. практически без регулятора. При необходимости сменить частичную скоростную характеристику двигателя и, следовательно, скоростной режим необходимо воздействовать непосредственно на рейку топливного насоса, т. е. перемещать, например, точку O на рис. 3.2.

Прецизионные регуляторы прямого действия. Прецизионными называются такие однорежимные регуляторы, которые снабжены приспособлениями, позволяющими увеличивать точность поддержания заданного скоростного режима, как, например, в регуляторе Р-11М. Работа такого регулятора начинается при $\omega_D < \omega_{ном}$ (точка D на рис. 3.15), при которой $E_D = A\omega_D^2$. Дальнейшее увеличение ω_p приводит к образованию регуляторной характеристики (штриховая линия на рис. 3.15, б) с малой степенью неравномерности, так как пружина 4 (рис. 3.16) имеет незначительную жесткость. При такой пружине регулятор с повышенной точностью (прецизионно) поддерживает заданный (номинальный) скоростной режим при всех нагрузках. Однако при уменьшении жесткости пружины регулятора снижается устой-

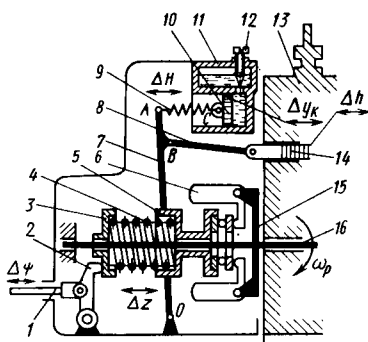


Рис. 3.16. Схема прецизионного механического регулятора:

1, 8 — тяги; 2, 7 — рычаги; 3 — тарелка; 4, 9 — пружины; 5 — муфта; 6 — груз; 10 — поршень; 11 — катаракт; 12 — игла; 13 — топливный насос; 14 — рейка; 15 — траверса; 16 — кулачковый вал

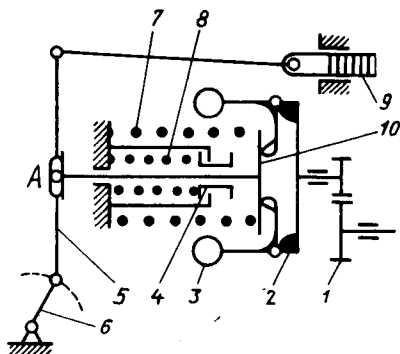


Рис. 3.17. Схема двухрежимного регулятора:

1 — повышающая зубчатая передача; 2 — траверса; 3 — груз; 4 — опорная втулка; 5, 6 — рычаги; 7, 8 — пружины; 9 — рейка; 10 — муфта

чивость его работы (уменьшается значение dE/dz в формуле (3.8) и, следовательно, значение F_p).

Для обеспечения устойчивой работы регулятора его конструкция дополняется упруго присоединенным катарактом 11 с пружиной 9. При перемещении точки А влево поршень 10 отстает, пружина 9 растягивается, и ее усилие суммируется с усилием пружины 4, суммарная жесткость увеличивается, вследствие чего увеличиваются dE/dz и значение F_p , и регулятор работает устойчиво.

Двухрежимные регуляторы прямого действия. Регулирование двух скоростных режимов можно осуществить одним регулятором, если в нем установлены пружины 7 и 8 с различной предварительной деформацией (рис. 3.17). В момент, когда угловая скорость ω_{p1} грузов 3 достигнет значения, соответствующего минимальному регулируемому режиму (рис. 3.18), поддерживающая сила грузов $A\omega_{p1}^2$ окажется равной усилию E_0 предварительной деформации пружины 7. Дальнейшее повышение угловой скорости грузов вызывает увеличение центробежной силы грузов, в результате чего пружина 7 деформируется, муфта 10 перемещается и с помощью рычага 5 передвигает рейку 9 топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива. Это приводит к образованию одной из регуляторных характеристик 11—14 (рис. 3.18, б).

При угловой скорости ω_{p2} муфта 10 регулятора (см. рис. 3.17) соприкасается с опорной втулкой 4 и останавливается, так как эта втулка находится под воздействием пружины 8, установленной с большой предварительной деформацией. Совместное усилие двух пружин значительно больше поддерживающей силы груза

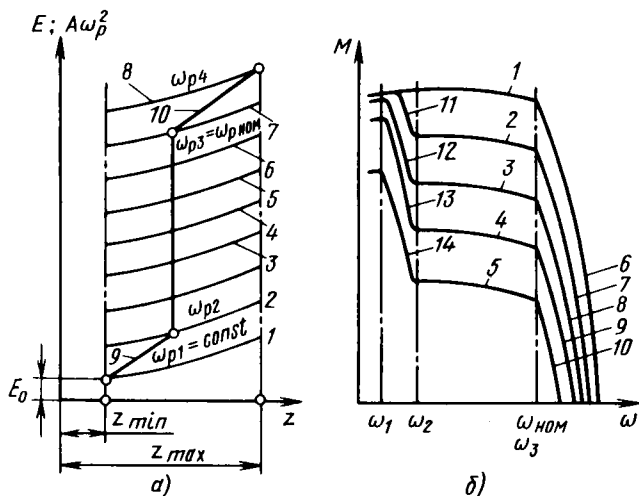


Рис. 3.18. Характеристики регуляторов и двигателя при двухрежимном регулировании:

a — регулятора ($1-8 - A\omega_p^2 = f(z)$; $9 - E = f(z)$ при минимальных регулируемых скоростных режимах; $10 - E = f(z)$ при максимальных регулируемых скоростных режимах); b — двигателя (1 — внешняя; $2-5$ — частичные при различных положениях рычага управления 6 (см. рис. 3.17); $6-10$ — регуляторные максимального скоростного режима; $11-14$ — регуляторные минимального скоростного режима)

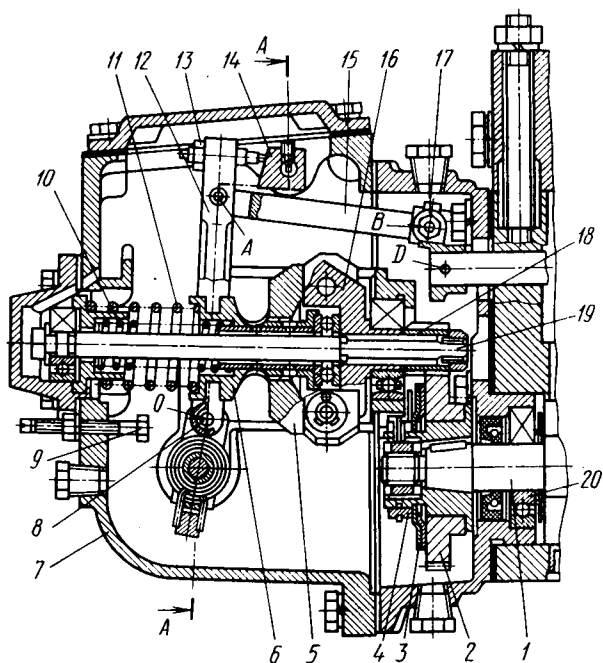
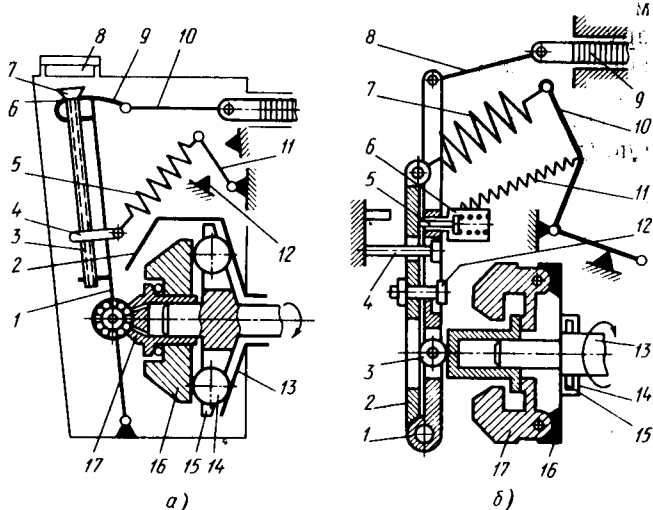
при достигнутой угловой скорости ω_{p2} , поэтому при дальнейшем ее увеличении вплоть до $\omega_{p3} = \omega_{pном}$ муфта остается неподвижной. Таким образом, регулятор в диапазоне скоростных режимов $\omega_2 < \omega < \omega_3$ не воздействует на рейку топливного насоса, и управление двигателем осуществляется только вручную с помощью рычагов 6 и 5 , причем рычаг 5 в этих случаях поворачивается относительно неподвижной опоры A . Положения рычага 6 определяют выбор частичной скоростной характеристики $2-5$ (рис. 3.18, б).

При угловой скорости $\omega_{p3} = \omega_{pном}$ поддерживающая сила грузов оказывается равной суммарному усилию двух пружин 7 и 8 (см. рис. 3.17). Поэтому новое увеличение ω вызывает дальнейшее перемещение муфты и рейки топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива с образованием в диапазоне $\omega_3 \leq \omega \leq \omega_4$ регуляторных характеристик $6-10$ (рис. 3.18, б).

Регуляторная ветвь при работе на минимальных скоростных режимах может и не образоваться, если рычагом управления 6 рейка 9 (см. рис. 3.17) удерживается в положении полной подачи топлива (внешняя характеристика 1 , рис. 3.18, б).

Всережимные регуляторы прямого действия. Используются всережимные механические регуляторы прямого действия двух типов: с переменной предварительной деформацией пружин (3.19, а, б) и с постоянной предварительной деформацией пружин (рис. 3.19, в).

Возможность изменять предварительную деформацию пружин в процессе работы создает всережимность регулирования. Так, предварительная деформация пружины, создающая усилие E_{01} , дает статическую характеристику 8 восстанавливающей силы (рис. 3.20, а), предварительная деформация с усилием E_{02} — характеристику 10 и т. д. Каждой из таких статических характе-



ристик соответствует своя равновесная кривая и, следовательно, своя регуляторная характеристика 2, 3, 4 и др. на рис. 3.20, б.

В частности, характеристика 2 на рис. 3.20, б соответствует характеристике 8 на рис. 3.20, а и т. д.

В регуляторах, установленных, например, на дизелях В-2, Д-6 (см. рис. 3.19, а), усилие, развиваемое чувствительным элементом, через упорный диск 16, муфту 17 и рычаг 1 передается пружинам 5 регулятора, работающим на растяжение. Верхний конец рычага 1 тягами 9 и 10 соединен с рейкой топливного насоса.

При повороте рычага управления 11 в крайнее левое положение (до левого упора 12) установится минимальная предварительная деформация пружины 5 с усилием E_{01} , уравнивающим центробежную силу грузов при ω_{min} ; в связи с этим при увеличении ω пружина 5 растягивается (характеристика 8 на рис. 3.20, а), и рейка перемещается в сторону уменьшения подачи топлива (регуляторная характеристика 2 на рис. 3.20, б, в). При желании увеличить скоростной режим рычаг 11 (см. рис. 3.19, а) поворачивают вправо. При крайнем правом положении рычага 11 (правый упор) предварительная деформация пружины оказывается максимальной, рассчитанной так, что растяжение ее (характеристика 11 на рис. 3.20, а) под действием центробежных сил начнется только при достижении номинального скоростного режима (точка С на рис. 3.20, б, в).

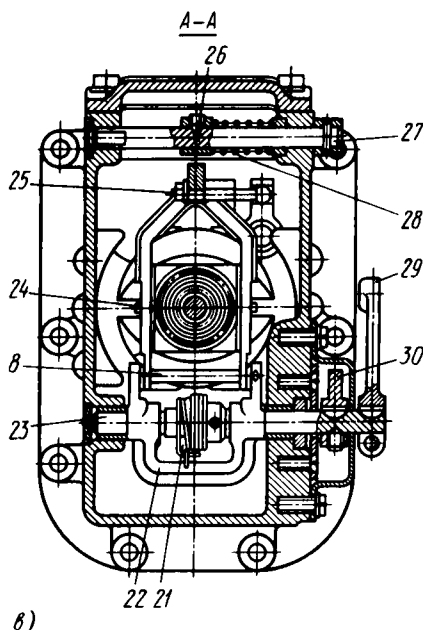


Рис. 3.19. Всережимные механические регуляторы прямого действия:

а — для дизелей В-2 и Д-6 (1, 11 — рычаги; 2 — маслоподводящий щиток; 3 — винт регулировки степени неравномерности; 4 — хомут; 5 — пружина; 6 — планка; 7 — чашка; 8 — пробка; 9, 10 — тяги к рейке топливного насоса; 12 — упор; 13 — коническая тарелка; 14 — груз; 15 — траверса; 16 — упорный диск; 17 — муфта); б — УТН-5 (1 — промежуточный рычаг; 2 — основной рычаг; 3 — опора муфты; 4 — упор; 5 — шток; 6 — корпус корректора; 7, 11 — пружины; 8 — тяга; 9 — рейка топливного насоса; 10 — рычаг управления; 12 — промежуточный болт; 13 — вал регулятора; 14 — упорная шайба; 15 — спиральная пружина; 16 — траверса; 17 — груз); в — РВ (1 — вал топливного насоса; 2, 18 — зубчатые колеса; 3 — плоская пружина; 4 — гайка; 5 — груз; 6 — муфта; 7 — корпус; 8 — ось; 9 — упор; 10, 11, 28 — пружины; 12, 29 — рычаги; 13 — винт корректора; 14 — призма корректора; 15 — тяга; 16 — траверса; 17, 21 — поводки; 19 — вал регулятора; 20 — подшипник; 22 — кронштейн; 23 — валик управления; 24 — штырь; 25 — палец; 26 — стопорный винт; 27 — вал корректора; 30 — сектор)

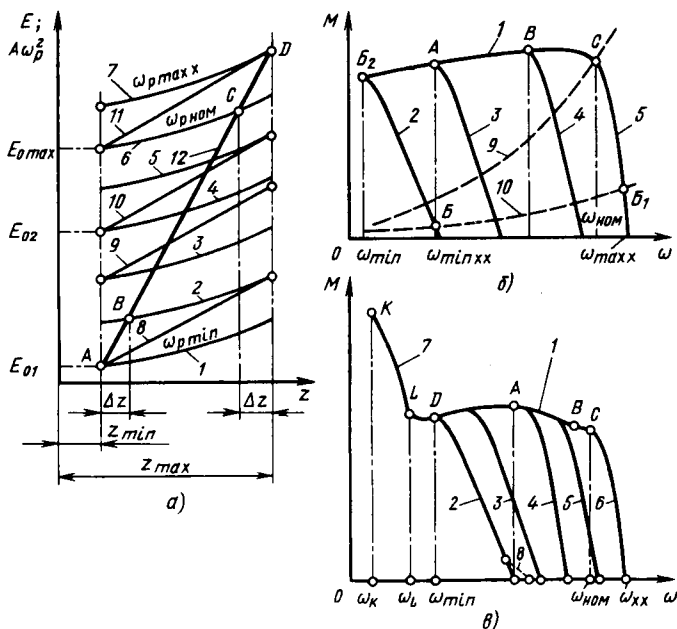


Рис. 3.20. Характеристики регулятора и двигателя при всережимном регулировании:

а — регулятора (1–7 — $A\omega_p^2 = f(z)$; 8–11 — $E = f(z)$ регулятора с переменной предварительной деформацией пружин; 12 — $E = f(z)$ регулятора с постоянной предварительной деформацией пружин); б — двигателя без пускового обогащения; в — двигателя с пусковым обогащением (1 — внешняя скоростная характеристика; 2–6 — регуляторные; 7 — пускового обогащения; 8 — регуляторная характеристика холостого хода; 9 — номинальная характеристика нагрузки; 10 — характеристика нагрузки холостого хода)

Аналогичный принцип действия имеет всережимный механический регулятор УТН-5 (см. рис. 3.19, б), но привод грузов 17 осуществляется через спиральную пружину 15, предназначенную для гашения высокочастотных крутильных колебаний кулачкового вала 13 и, таким образом, повышающую равномерность вращения грузов 17.

Регулятор обеспечивает также повышенную цикловую подачу топлива для пуска двигателя с помощью пружины 11 обогатителя. При пуске двигателя основной рычаг 2 опирается на упор 4. При $\omega < \omega_k$ (см. рис. 3.20, в) усилие пружины 11 оказывается достаточным, чтобы удерживать рейку 9 (см. рис. 3.19, б) топливного насоса в положении наибольшей цикловой подачи топлива. После запуска двигателя угловая скорость грузов увеличивается, и при $\omega > \omega_k$ центробежная сила грузов 17 деформирует пружину 11 и перемещает рейку 9 в сторону уменьшения подачи топлива. В связи с этим в интервале угловых скоростей от ω_k до ω_L образуется пусковая скоростная характеристика 7 (см. рис. 3.20, в). При $\omega = \omega_D = \omega_{min}$ промежуточный рычаг 1

(см. рис. 3.19, б) соприкасается с основным рычагом 2, связанным с пружиной 7 регулятора. При установке рычага управления 10 в положение минимальной предварительной деформации пружины 7 совместное усилие пружин 11 и 7 удерживает рейку топливного насоса в положении, обеспечивающем образование внешней скоростной характеристики на участке LD (см. рис. 3.20, в). Дальнейшее увеличение угловой скорости грузов ($\omega > \omega_{\min}$) приводит к формированию регуляторной характеристики 2. Путем увеличения предварительной деформации пружины 7 можно задавать регуляторные характеристики 3—6.

В регуляторах с постоянной предварительной деформацией пружины (см. рис. 3.19, в) пружина 11 имеет жесткость, обеспечивающую образование характеристики 12 (см. рис. 3.20, а), охватывающей весь диапазон угловых скоростей от $\omega_{p \min}$ до $\omega_{p \max}$. Регуляторные характеристики двигателя образуются в таких регуляторах при частичном перемещении муфты. Например, регуляторная характеристика 2 минимального скоростного режима (см. рис. 3.20, б) сформируется при перемещении муфты в пределах Δz между характеристиками 1 и 2 поддерживающей силы (AB на рис. 3.20, а), а крайняя правая регуляторная характеристика 6 (см. рис. 3.20, б) — при перемещении муфты в пределах CD (см. рис. 3.20, а).

Смена регулируемых скоростных режимов осуществляется поворотом рычага управления 29 (см. рис. 3.19, в), при котором ось 8 (точка O) смещается, и рычаг 12 поворачивается относительно штырей 24, перемещая рейку топливного насоса в новое положение. Чем левее точка O (ось 8), тем правее интервал перемещения муфты Δz (см. рис. 3.20, а) и правее регуляторная характеристика (см. рис. 3.20, б, в), т. е. тем больше угловая скорость регулируемого скоростного режима.

Для того чтобы при значительных поворотах рычага 29 (см. рис. 3.19, в) не деформировалась сильная пружина 11, кронштейн 22 связан с валиком 23 слабой спиральной пружиной. Однако наличие этой пружины в регуляторе может отрицательно влиять на работу регулятора при неисправном топливном насосе. Действительно, если рейку топливного насоса застопорить в положении полной подачи, то по мере увеличения угловой скорости муфта может перемещаться влево из-за деформации пружины на валике 23, усилие которой (небольшое по значению) передается к рейке топливного насоса. Рычаг 12 поворачивается при этом относительно точки A . Во избежание этого явления устанавливают специальный упор 9, который, соприкасаясь с рычагом 12, обеспечивает передачу центробежных сил грузов рейке топливного насоса.

Всережимные регуляторы с пологими регуляторными характеристиками на промежуточных режимах. Применение всережимных регуляторов обеспечивает автоматическое поддержание ско-

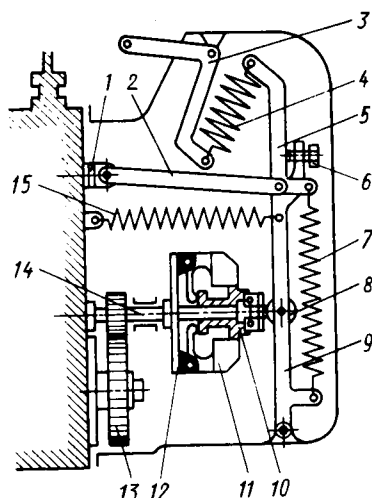


Рис. 3.21. Схема всережимного регулятора с пологими регуляторными характеристиками на промежуточных режимах: 1 — рейка; 2 — тяга; 3, 5, 9 — рычаги; 4, 7, 15 — пружины; 6 — винт; 8 — ролик; 10 — муфта; 11 — груз; 12 — траверса; 13 — повышающая зубчатая передача; 14 — валик

ростного режима и лишает водителя возможности воздействия на подачу топлива. Регулятор, показанный на рис. 3.21, представляет такую возможность.

На верхнем конце рычага 9 шарнирно смонтирован двуплечий рычаг 5, на плечи которого действуют пружина 7, поставленная с большой предварительной деформацией, и пружина управления 4. Рычаг 9, двуплечий рычаг 5 и пружина 7 составляют главный рычаг регулятора. Предварительная деформация пружины устанавливается рычагом 3 управления, а рычаг 9 связан с пружиной 15 минимального скоростного режима. На неработающем двигателе рейка топливного насоса пружиной 15 удерживается в точке *K* (рис. 3.22) — в положении наибольшей (пусковой) подачи топлива. После запуска двигателя пружина 15 растягивается, и рейка 1 переводится в положение, соответствующее внешней скоростной характеристике (участок *AB*). При $\omega > \omega_B$ центробежные силы грузов продолжают деформировать пружину 15 и смещают рычаг 9 и рейку 1 топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива (участок *BC*). При дальнейшем увеличении угловой скорости грузов вступает в работу пружина 4, натяжение которой, осуществляемое рычагом 3, определяет положение точки *C* на минимальной регуляторной характеристике. Таким образом, промежуточная регуляторная характеристика *CD* определяется совместной работой пружин 4 и 15. При достижении номинального режима (точка *E*) центробежная сила грузов преодолевает дополнительное усилие предварительной деформации пружины 7, в результате чего формируется участок предельной регуляторной характеристики *DE*.

Обеспечение всережимности регулирования. Всережимные автоматические регуляторы предназначены для поддержания задаваемой угловой скорости вала двигателя в широком диапазоне скоростных режимов. Однако при установке на двигателях механических регуляторов степень неравномерности δ и степень нечувствительности ε_p по мере уменьшения регулируемой угловой скорости резко возрастают и быстро достигают недопустимых значений (см. рис. 3.13 и 3.14, б). Поэтому при создании таких регуляторов необходимо предусматривать меры, исправляющие

эти недостатки. Так, для уменьшения степени нечувствительности в соответствии с формулой (3.19) необходимо либо уменьшать силу f , либо увеличивать восстанавливающую силу E чувствительного элемента.

Уменьшение силы f достигается улучшением качества обработки трущихся поверхностей регулятора и топливного насоса, уменьшением числа трущихся пар, обильной смазкой и заменой трения скольжения трением качения. Восстанавливающую E и поддерживающую $A\omega_p^0$ силы можно увеличивать путем увеличения либо массы грузов (в регуляторе, показанном на рис. 3.19, б, устанавливаются четыре груза вместо обычных двух), либо введением передачи 2 на рис. 3.19, в или 13 на рис. 3.21, повышающей угловую скорость ω_p при заданной угловой скорости ω вала двигателя. В результате может быть получена характеристика 2 (см. рис. 3.14, в) вместо характеристики 1.

Построение зависимости $\delta = f(\omega_{cp})$ при $R_{II} = \text{const}$, $r_{cp} = \text{const}$; $\omega_{p0} = \text{const}$ дает кривую, показанную на рис. 3.13.

Для изменения зависимости $\delta = f(\omega_{cp})$ в желаемом направлении следует отказаться от постоянства значений одного из параметров регулятора: r_{cp} ; R_{II} или ω_{p0} . Расчеты значений δ при различных значениях r_{cp} и R_{II} показывают, что изменение зависимости $\delta = f(\omega_{cp})$ в желаемом направлении может быть обеспечено увеличением r_{cp} или уменьшением R_{II} . Однако увеличение r_{cp} приводит к увеличению габаритных размеров регулятора, что нежелательно, а уменьшение R_{II} может дать желаемый результат лишь на минимальных скоростных режимах, так как при режимах, близких к номинальному, это мероприятие приводит к заметному снижению устойчивости работы (регуляторные характеристики приближаются к астатическим, когда $F_p = 0$). Исправить это положение можно путем введения переменного передаточного отношения рычага, связывающего муфту с рейкой топливного насоса, что приводит к усложнению конструкций регулятора.

Таким образом, для обеспечения всережимности остается возможность изменения лишь угловой скорости ω_{p0} астатического режима, значение которой определяется параметрами регулятора в соответствии с формулой (3.15). Наиболее часто изменение ω_{p0} осуществляется за счет введения переменной приведенной жесткости b , пружины. С этой целью во многих всережимных регуляторах прямого действия применяют установку нескольких после-

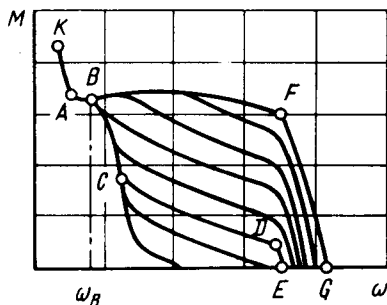


Рис. 3.22. Характеристика топливного насоса при работе с всережимным регулятором с пологими регуляторными характеристиками на промежуточных режимах

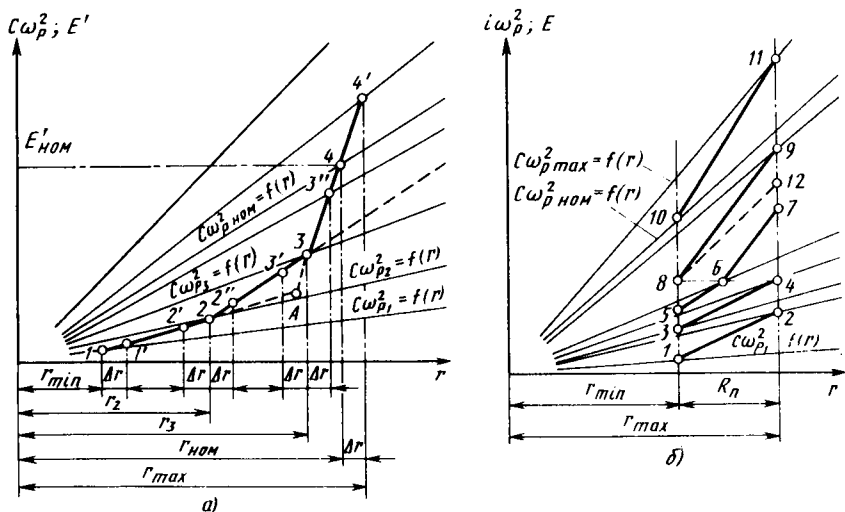


Рис. 3.23. Зависимость $E' = f(r)$ для всережимного механического регулятора при предварительной деформации пружины:
 а — постоянной; б — переменной

довательно включающихся цилиндрических пружин, каждая из которых имеет постоянную жесткость (см. рис. 3.19, а, в).

Характеристики таких пружин показаны на рис. 3.23, а. При перемещении грузов на участке от $r_{\min}$ до r_2 деформируется только одна пружина с жесткостью b_1 . В точке 2 включается вторая пружина с жесткостью b_2 , и уклон характеристики восстанавливающей силы от радиуса вращения грузов $E' = f(r)$ на участке 2—3 определяется суммарной жесткостью $b_1 + b_2$. В точке 3 включается третья пружина, и уклон характеристики на участке 3—4 определяется суммарной жесткостью трех пружин $b_1 + b_2 + b_3$. Таким образом, по мере уменьшения скоростного режима (уменьшения $\omega_{p\text{ ср}}$) постепенно уменьшаются суммарная жесткость пружин $\sum b_i$, и в соответствии с формулой (3.15) — угловая скорость ω_{p0} автоматического режима. Формула (3.14) показывает, что в этих условиях степень неравномерности δ достигает своего максимально допустимого значения ($\approx 50\%$) при значительно меньших скоростных режимах, чем и обеспечивается всережимность регулирования.

В некоторых регуляторах прямого действия эффект снижения приведенной жесткости b_i пружины по мере уменьшения $\omega_{p\text{ ср}}$ достигается одной пружиной 24 (рис. 3.24), наклон которой по мере поворота рычага 23 по часовой стрелке (в сторону уменьшения предварительной деформации пружины 24) увеличивается. Это приводит к уменьшению ее жесткости b_i , приведенной к грузу б регулятора, чем достигается эффект, аналогичный работе нескольких последовательно включающихся пружин.

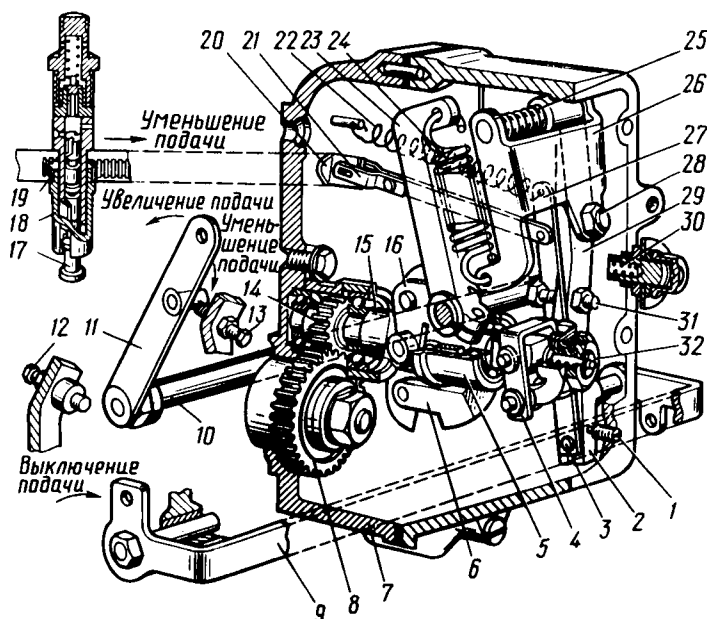


Рис. 3.24. Всережимный регулятор ЯМЗ-240:

1, 28, 31 — регулировочные винты; 2 — кулиса; 3 — палец; 4 — серьга; 5 — муфта; 6 — груз; 7 — корпус; 8, 14 — зубчатые колеса; 9 — скоба кулисы; 10 — вал управления; 11, 23, 27, 29 — рычаги; 12 — болт ограничения максимальной частоты вращения; 13 — болт ограничения минимальной частоты вращения; 15 — валик; 16 — лапка груза; 17 — плунжер; 18 — втулка; 19 — зубчатый сектор; 20 — рейка; 21 — тяга; 22, 24, 25, 30 — пружины; 26 — двуплечий рычаг; 32 — корректор

В более сложных регуляторах (непрямого действия) для достижения такой же цели используют пружины переменной жесткости.

Статический расчет всережимного механического регулятора. Статический расчет регулятора выполняют для определения размеров основных элементов регулятора и построения его статической характеристики.

К расчету регулятора приступают после выбора типа топливного насоса и места расположения регулятора на двигателе. Это дает возможность построить кинематическую схему связи регулятора с топливным насосом и привода самого регулятора.

Выбрав тип топливного насоса, можно оценить перестановочные силы f , которые должен преодолеть регулятор. Практика эксплуатации топливных насосов золотникового типа показывает, что на номинальном режиме при $\omega_{\text{ном}} = 120 \div 180 \text{ с}^{-1}$ усилие f_i , необходимое для перемещения рейки, отнесенное к одному плунжеру, составляет $0,3 \div 0,4 \text{ Н}$, причем оно увеличивается с уменьшением скоростного режима.

Если число секций i_d , то полное усилие перемещения рейки насоса, отнесенное к оси рейки (точка D на рис. 3.19, в), опре-

делится выражением $f_D = i_{\pi} f_i$. При передаточном отношении u_p от точки D к муфте 6, связанной с рычагом 12 штырями 24, можно найти усилие, приведенное к муфте: $f = u_p i_{\pi} f_i$. Путем задания степени нечувствительности $e_{p \text{ ном}}$ на номинальном режиме (в пределах 1,5—2 %) в соответствии с формулой (3.19) определяется значение необходимой на номинальном режиме восста-навливающей силы регулятора в виде отношения

$$A\omega_p^2 \text{ ном} = E_{\text{ном}} = f/e_{p \text{ ном}}. \quad (3.20)$$

Пусть угол наклона конической тарелки δ (см. рис. 3.1, δ) чувствительного элемента равен α (см. рис. 3.5), тогда

$$A\omega_p^2 \text{ ном} = C\omega_p^2 \text{ ном} \text{ ctg } \alpha.$$

Так как $C = i_{\Gamma} m_{\Gamma} r_{\text{ном}}$, то

$$E_{\text{ном}} = i_{\Gamma} m_{\Gamma} r_{\text{ном}} \omega_p^2 \text{ ном} \text{ ctg } \alpha, \quad (3.21)$$

где i_{Γ} — число грузов в чувствительном элементе; m_{Γ} — масса одного груза; $r_{\text{ном}}$ — радиус вращения центра массы груза на номинальном режиме.

Из выражения (3.21) получаем

$$m_{\Gamma} = E_{\text{ном}} / (i_{\Gamma} r_{\text{ном}} \omega_p^2 \text{ ном} \text{ ctg } \alpha) = 4\pi \rho_{\Gamma} R_{\text{ш}}^3 / 3, \quad (3.22)$$

где ρ_{Γ} — плотность материала груза; $R_{\text{ш}}$ — радиус шара.

Если для создаваемого регулятора выбран чувствительный элемент с качающимися грузами сложной формы (см., например, рис. 3.1, ϵ), то в первом приближении всю массу грузов можно сосредоточить в их центрах масс и чувствительный элемент представлять с шаровыми качающимися грузами (см. рис. 3.1, a). В этом случае в соответствии с выражением (3.3) на номинальном режиме $E_{\text{ном}} = a r_{\epsilon} i_{\Gamma} / s$, откуда

$$m_{\Gamma} = s E_{\text{ном}} / (i_{\Gamma} a r_{\text{ном}} \omega_p^2 \text{ ном}), \quad (3.23)$$

где s и a — плечи груза (см. рис. 3.1, a).

Для определения $r_{\text{ном}}$ следует рассчитать перемещения элементов системы регулирования. Зная Δh (перемещение рейки от положения, соответствующего максимальной подаче топлива, до положения, соответствующего холостому ходу), можно определить перемещение муфты $\Delta z = u_p \Delta h$ и грузов чувствительного элемента (см. рис. 3.1, δ) $\Delta r = \Delta z \text{ ctg } \alpha$. Перемещения Δz , Δh и Δr соответствуют одной регуляторной характеристике.

Во всережимных регуляторах с постоянной предварительной деформацией пружин изменение регулируемого скоростного режима осуществляется поворотом рычага управления (см. рычаг 29 на рис. 3.19, ϵ). Крайние его положения обуславливают полное перемещение муфты z_{π} регулятора, охватывающее все скоростные режимы, причем $z_{\pi} = (4 \div 5) \Delta z$. После этого находят и полное перемещение грузов. Для чувствительного элемента, показанного на рис. 3.1, δ , $R_{\pi} = z_{\pi} \text{ ctg } \alpha$.

При известном R_{Π} и минимальном радиусе вращения $r_{\min}$, который определяют из конструктивных соображений при проектировании звездочки, находят $r_{\max} = r_{\min} + R_{\Pi}$ и $r_{\text{ном}} = r_{\max} - \Delta r$, после чего выполняют расчет по формуле (3.22) и приступают к расчету пружин регулятора. Для этого на абсциссе графика (рис. 3.23, а) отмечают известные $r_{\min}$, $r_{\max}$ и $r_{\text{ном}}$ и на номинальном радиусе ординату $E'_{\text{ном}} = E_{\text{ном}}/\text{ctg } \alpha = C\omega_{\text{р ном}}^2$ (точка 4) для чувствительного элемента на рис. 3.1, б и $E'_{\text{ном}} = sE_{\text{ном}}/a = C\omega_{\text{р ном}}^2$ для чувствительного элемента на рис. 3.1, а.

Для нахождения характеристики $E' = f(r)$ необходимо оценить на номинальном режиме степень неравномерности ($\delta_{\text{ном}} \approx 5 \div 7 \%$), затем из соотношения $\delta_{\text{ном}} = (\omega_{\text{р max}} - \omega_{\text{р min}})/\omega_{\text{р ср}}$ определить

$$\omega_{\text{р max}} = \omega_{\text{р ном}}(2 + \delta_{\text{ном}})/(2 - \delta_{\text{ном}})$$

и по условию $E'_{\text{max}} = C\omega_{\text{р max}}^2$ на радиусе $r_{\max}$ найти точку 4' (см. рис. 3.23, а). Прямая, соединяющая точки 4 и 4', является характеристикой $E' = f(r)$, обеспечивающей работу регулятора на предельном регулируемом режиме. Разность $\Delta E'_{\text{ном}} = E'_{4'} - E'_{\text{ном}}$ дает изменение восстанавливающей силы регулятора при перемещении рейки от положения, соответствующего полной подаче топлива, до положения холостого хода. Зная величину $\Delta E_{\text{ном}} = \Delta E'_{\text{ном}} \text{ctg } \alpha$ или $\Delta E_{\text{ном}} = a \Delta E'_{\text{ном}}/s$, а также Δz (перемещение муфты), можно определить жесткость пружин все-режимного регулятора на номинальном режиме в виде отношения

$$b_{\text{ном}} = \Delta E_{\text{ном}}/\Delta z. \quad (3.24)$$

Аналогичный расчет необходимо выполнить и для минимального скоростного режима. Минимальная угловая скорость вала двигателя при полной нагрузке обычно задается ($\omega_{\text{р1}}$), а радиус $r_{\min}$, на котором должен быть расположен центр массы груза, определяется из конструктивных соображений. Точка 1 характеристики $E' = f(r)$ (см. рис. 3.23, а) определится из условия

$$E'_{\min} = C\omega_{\text{р min}}^2 = i_{\Gamma} m_{\Gamma} r_{\min} \omega_{\text{р min}}^2.$$

Степень неравномерности δ_{max} минимального скоростного режима для транспортного дизеля выбирают обычно в пределах 40—45 %. Это дает возможность определить угловую скорость холостого хода $\omega_{\text{р xx}} = \omega_{\text{р1}}(2 + \delta_{\text{max}})/(2 - \delta_{\text{max}})$, поддерживающую силу $C\omega_{\text{р xx}}^2 = E'_{\text{xx}}$ и на абсциссе $r_{\min} + \Delta r$ найти точку 1'. Прямая, соединяющая точки 1 и 1', является также характеристикой $E' = f(r)$.

Различный наклон характеристик 4—4' и 1—1' свидетельствует о различной жесткости пружин, которые должны обеспечить заданные значения степени неравномерности выбранных скоростных режимов. В связи с этим в регуляторе необходимо использовать по крайней мере две последовательно включаемые

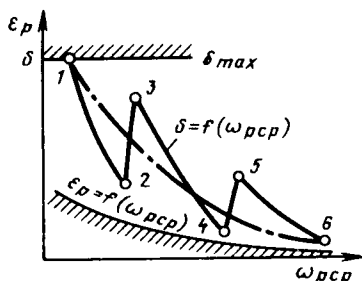


Рис. 3.25. Зависимость степени неравномерности и степени нечувствительности при последовательном включении трех пружин всережимного регулятора

рують с двумя пружинами. Если границы не выдерживаются, необходимо ввести еще одну (промежуточную) пружину, момент включения которой определяют подбором характеристики 2—3 с помощью построения графика $\delta = f(\omega_{ср})$, изображенного на рис. 3.25. Для этого от точек 2, 3, 4 (см. рис. 3.23, а) вправо и влево, а от точки 1 вправо по оси абсцисс откладывают Δr , по соответствующим ординатам определяют угловые скорости $\omega_{р1}$, $\omega_{р2}$, $\omega_{р3}$ и т. д. и подсчитывают степени неравномерности δ_1 , δ_2 , δ_3 и т. д. При правильном подборе пружин значения δ_i располагаются в пределах между $\delta_{\max}$ и $\delta_{\text{ном}}$ (точка б) и выше характеристики степени нечувствительности.

Таким образом, на участке 1—2 (см. рис. 3.23, а) работает одна пружина; соответствующее перемещение муфты чувствительного элемента (см. рис. 3.1, д) $\Delta z_1 = (r_2 - r_{\min})/\text{ctg } \alpha$. На участке 2—3 совместной работы двух пружин перемещение муфты $\Delta z_2 = (r_3 - r_2)/\text{ctg } \alpha$; на участке 3—4 совместной работы трех пружин перемещение муфты $\Delta z_3 = (r_{\max} - r_3)/\text{ctg } \alpha$. Если известны эти отрезки, можно определить жесткость наружной пружины $b_{\text{н}} = (E_2 - E_1)/\Delta z_1$; суммарную жесткость наружной и средней пружины $b_{\text{н}} + b_{\text{с}} = (E_3 - E_2)/\Delta z_2$ и, наконец, суммарную жесткость трех пружин $b_{\text{н}} + b_{\text{с}} + b_{\text{в}} = (E_{\max} - E_3)/\Delta z_3$.

Зная жесткости пружин и их деформации, можно провести полный расчет пружин, используя теорию сопротивления материалов.

У всережимных регуляторов с переменной предварительной деформацией (см. рис. 3.19, а, б) перемещение муфты Δz , учитывающее один регулируемый режим двигателя, является одновременно и полным перемещением муфты, поэтому $z_{\text{п}} = u_{\text{р}} \Delta h$ и $R_{\text{п}} = z_{\text{п}} \text{ctg } \alpha$.

Выбрав из конструктивных соображений $r_{\min}$ (см. рис. 3.23, б), который в данном случае является и номинальным радиусом вра-

ющиеся пружины, причем характеристика 1—1' соответствует работе одной (наружной) пружины. Точка пересечения А полученных характеристик определяет момент включения второй пружины при работе регулятора с двумя пружинами.

Для проверки достаточности двух пружин от точки А в обе стороны по оси абсцисс откладывают Δr , определяют соответствующие $\omega_{\text{р}}$ и подсчитывают степени неравномерности. Если они укладываются в допустимые границы, то регулятор проекти-

шения $r_{\text{ном}}$, определим $r_{\text{max}} = r_{\text{min}} + R_{\text{п}}$. Зная $r_{\text{ном}}$, по формуле (3.22) можно найти радиус шара.

Отложив на оси абсцисс r_{min} и r_{max} (см. рис. 3.23, б) и определив $S\omega_{\text{р ном}}^2$, отмечают точку 10 с абсциссой r_{min} ($r_{\text{ном}}$). После оценки степени неравномерности номинального скоростного режима определяют $\omega_{\text{р max}}$, при которой грузы должны переместиться до r_{max} (точка 11). Прямая, соединяющая точки 10 и 11, представляет собой характеристику $E' = f(r)$ совместной работы пружин регулятора при их наибольшей предварительной деформации.

Аналогично строят характеристику $E' = f(r)$ для минимального скоростного режима. Прямая 1—2 является характеристикой $E' = f(r)$, если работает одна наружная пружина регулятора при минимальной предварительной деформации. Прямые 1—2 и 10—11 дают возможность найти жесткости пружин по формулам $b_{\text{н}} = (E_2 - E_1)/z_{\text{п}}$ и $\sum b_{\text{г}} = (E_{11} - E_{10})/z_{\text{п}}$ и построить характеристики 1—2 и 5—6 (рис. 3.25), причем точка 1 графика соответствует работе регулятора по характеристике 1—2 (см. рис. 3.23, б), а точка 6 (см. рис. 3.25) соответствует характеристике 10—11 (см. рис. 3.23, б).

Зная максимально допустимую величину δ_{max} , на кривой 5—6 (см. рис. 3.25) выбирают значение $\delta_{\text{б}}$ в точке 5, которая является нижней границей совместной работы пружин регулятора. Выбранное значение $\delta_{\text{б}}$ характеризует определенную деформацию пружин и, следовательно, регуляторную характеристику двигателя, расположенную между скоростными режимами $\omega_{\text{рв}} = \omega_{\text{р б ср}} \times (1 + \delta_{\text{б}}/2)$ и $\omega_{\text{рв}} = \omega_{\text{р б ср}} (1 - \delta_{\text{б}}/2)$.

Прямая 8—9 (см. рис. 3.23, б) характеризует предельный случай совместной работы пружин при минимально возможной предварительной деформации.

Путем сноса по горизонтали точки 8 с r_{min} на r_{max} можно получить точку 4, характеризующую предельную деформацию наружной пружины перед включением в работу внутренней.

Так как характеристика 1—2 уже известна, из точки 4 следует провести прямую 4—3, параллельную прямой 1—2. По полученной прямой нужно определить наибольшую предварительную деформацию наружной пружины до включения внутренней и степень неравномерности δ , соответствующую точке 2 (см. рис. 3.25) указанного режима работы. Промежуточные значения степени неравномерности определяются нанесением на рис. 3.23, б промежуточных характеристик $E' = f(r)$, но так, что наклон их на участке ниже горизонтали 8—4 должен быть параллельным характеристике 1—2, а выше горизонтали 8—4 — характеристике 10—11. Точка 6 соответствует включению в работу второй пружины, поставленной без предварительной деформации.

Если при этом значения δ укладываются в пределы от $\delta_{\text{ном}}$ до δ_{max} , регулятор может работать с двумя пружинами. Если

же значения δ выходят за указанные границы, должна быть подключена третья, промежуточная пружина так, чтобы промежуточная характеристика $E' = f(r)$ была круче характеристики 1—2 и положе характеристики 10—11. На рис. 3.25 показана зависимость $\delta = f(\omega_{\text{р ср}})$ регулятора с тремя последовательно включаемыми пружинами.

Дифференциальное уравнение механического регулятора прямого действия (чувствительного элемента). При неизменном скоростном режиме работы регулятора (см. рис. 3.16) муфта 5 чувствительного элемента неподвижна, так как находится в статическом равновесии, определяемом уравнением (3.7). Поршень 10 катаракта 11 занимает положение, при котором пружина 9 не нагружена.

При нарушении статического равновесия поддерживающая сила $A\omega_p^2$ получает приращение $\Delta(A\omega_p^2)$, вызывающее перемещение Δz муфты 5. В результате деформации пружины 4 восстанавливающая сила E получает приращение ΔE и появляется усилие F_A пружины 9, приложенное к точке A рычага 7.

Кроме перечисленных сил в процессе движения на муфту 5 действуют силы трения. Силу трения без смазочного материала можно не учитывать из-за применения обильной смазки, подшипников качения и вибрации корпуса регулятора при работе двигателя, нарушающей контакты между трущимися поверхностями. Сила гидравлического трения F_r определяется в виде соотношения

$$F_r = \phi d(z_0 + \Delta z)/dt = \phi d\Delta z/dt, \quad (3.25)$$

где ϕ — коэффициент пропорциональности, называемый *фактором торможения*, численное значение которого зависит от числа сопрягающихся при движении поверхностей трения и качества их смазки; $d\Delta z/dt$ — скорость перемещения муфты.

Если известна приведенная к муфте масса μ чувствительного элемента и связанных с муфтой деталей регулятора и топливного насоса, то уравнение динамического равновесия механического чувствительного элемента, написанное в соответствии с принципом Даламбера, с учетом уравнения (3.7) получит вид

$$\mu \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} + \phi \frac{d \Delta z}{dt} + \Delta E + F_A = u_p^2 \Delta(A\omega_p^2), \quad (3.26)$$

где $u_p = \omega_p/\omega$ — передаточное отношение механизма, связывающего вал двигателя с валиком регулятора.

Так как $\Delta(A\omega_p^2)$ — функция двух переменных, то

$$\Delta(A\omega_p^2) = \omega_p^2 \Delta A + 2A\omega_p \Delta\omega_p, \quad (3.27)$$

что справедливо при достаточно малом отклонении $\Delta\omega$ от положения равновесия. Приращение ΔA зависит только от переме-

щения Δz муфты (см. рис. 3.4, а, кривая 1), поэтому с учетом линеаризации

$$\Delta A = (dA/dz) \Delta z. \quad (3.28)$$

Значение восстанавливающей силы E зависит от положения z муфты 5 чувствительного элемента (см. рис. 3.16) и от положения ψ тарелки 3, определяемого положением рычага управления 2. Следовательно, $E = f(z; \psi)$ и тогда после линеаризации

$$\Delta E = (\partial E/\partial z) \Delta z + (\partial E/\partial \psi) \Delta \psi. \quad (3.29)$$

Усилие F_A , создаваемое катарактом 11, зависит от деформации пружины 9. Если ΔH — перемещение точки A , Δy_K — перемещение поршня 10, а b_K — жесткость пружины 9, то при известном передаточном отношении u_A рычага 7, связывающего перемещения муфты 5 и точки A рычага,

$$F_A = b_K(u_A \Delta z - \Delta y_K). \quad (3.30)$$

Подстановка выражений (3.27)—(3.30) в уравнение (3.26) и введение относительных отклонений

$$\varphi = \Delta \omega/\omega_0; \quad \eta = \Delta z/z_0; \quad v = \Delta y_K/y_{K0} \quad \text{и} \quad \alpha_p = \Delta \psi/\psi_0 \quad (3.31)$$

с учетом соотношения (3.7) приводит это уравнение к виду

$$\begin{aligned} \mu z_0 (d^2 \eta/dt^2) + \vartheta z_0 (d\eta/dt) + (F_p + b_K u_A) \eta z_0 = \\ = 2E_0 \varphi + b_K y_{K0} v - (\partial E/\partial \psi) \psi_0 \alpha_p, \end{aligned} \quad (3.32)$$

где F_p — фактор устойчивости чувствительного элемента, определяемый выражением (3.8).

Разделив все члены уравнения на коэффициент при φ , получим

$$T_p^2 (d^2 \eta/dt^2) + T_K (d\eta/dt) + (\delta_z + \theta_n u_r) \eta = \varphi + \theta_n v - \theta_p \alpha_p, \quad (3.33)$$

где $T_p = \sqrt{\mu z_0/2E_0}$ — время чувствительного элемента, характеризующее его инерционность; $T_K = \vartheta z_0/2E_0$ — время катаракта, характеризующее силы гидравлического трения регулятора; $\delta_z = F_p z_0/(2E_0)$ — в соответствии с выражением (3.10) местная степень неравномерности; $u_r = u_A z_0/y_{K0}$ — передаточное отношение; $\theta_n = b_K y_{K0}/(2E_0)$ — относительная жесткость пружины катаракта; $\theta_p = (\partial E/\partial \psi) \psi_0/(2E_0)$ — коэффициент усиления по настройке скоростного режима.

В операторной форме уравнение чувствительного элемента (3.33) имеет вид

$$d_p(p) \eta = \varphi + \theta_n v - \theta_p \alpha_p, \quad (3.34)$$

где собственный оператор элемента

$$d_p(p) = T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z + \theta_n u_r. \quad (3.35)$$

Упругоприсоединенный катаракт 11 (см. рис. 3.16) создает в механизме регулятора еще одну степень свободы. Если пренебречь массой подвижных частей катаракта, то в катаракте дей-

ствуют сила $\theta_k (d \Delta y_k / dt)$ гидравлического сопротивления, значение которой определяется установкой дросселирующей иглы 12 и свойствами масла, и усилие $b_k (\Delta y_k - u_A \Delta z)$ пружины 9. С учетом этих сил уравнение динамического равновесия поршня катаракта можно представить в виде

$$\theta_k (d \Delta y_k / dt) + b_k \Delta y_k = b_k u_A \Delta z \quad (3.36)$$

или после перехода к относительным отклонениям (3.32)

$$T_n (dv/dt) + k_n v = \eta, \quad (3.37)$$

где $T_n = \theta_k y_{k0} / (b_k u_A z_0)$ и $k_n = y_{k0} / (u_A z_0)$. В операторной форме уравнение присоединенного катаракта имеет вид

$$d_n(p) v = \eta, \quad (3.38)$$

где собственный оператор

$$d_n(p) = T_n p + k_n. \quad (3.39)$$

Таким образом, движение муфты механического чувствительного элемента с упругоприсоединенным катарактом описывается совокупностью двух уравнений (3.34) и (3.38), а перемещение v поршня является внутренней координатой регулятора и поэтому может быть исключено из уравнений. Уравнение регулятора получит вид

$$[d_p(p) d_n(p) - \theta_n] \eta = d_n(p) \varphi - d_n(p) \theta_p \alpha_p. \quad (3.40)$$

Подстановка развернутых выражений собственных операторов (3.35) и (3.39) приводит к неоднородному линейному дифференциальному уравнению третьего порядка

$$T_3 \frac{d^3 \eta}{dt^3} + T_2 \frac{d^2 \eta}{dt^2} + T_1 \frac{d \eta}{dt} + \delta_p \eta = T_n \frac{d \varphi}{dt} + k_n \varphi - \\ - T_n \theta_p \frac{d \alpha_p}{dt} - k_n \theta_p \alpha_p, \quad (3.41)$$

где

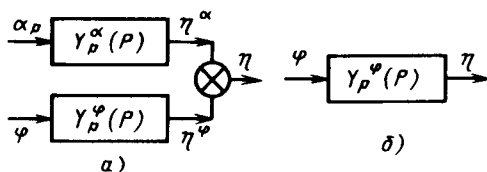
$$T_3 = T_p^2 T_n; \quad T_2 = T_p^2 k_n + T_k T_n; \quad T_1 = T_n (\delta_z + \theta_n u_r) + T_k k_n; \\ \delta_p = \delta_z k_n + \theta_n (u_r k_n - 1). \quad (3.42)$$

Упругоприсоединенным катарактом оборудуют прецизионные регуляторы, к которым предъявляют требование высокой точности поддержания заданного скоростного режима при малом значении степени неравномерности. К всережимным регуляторам (см. рис. 3.19; 3.21; 3.24) такие высокие требования не предъявляют, поэтому большинство регуляторов прямого действия не имеют упругоприсоединенного катаракта, что равносильно равенству нулю жесткости b_k пружины катаракта. В этом случае $\theta_n = 0$, и тогда дифференциальное уравнение (3.33) получает вид

$$T_p^2 (d^2 \eta / dt^2) + T_k (d \eta / dt) + \delta_z \eta = \varphi - \theta_p \alpha_p \quad (3.43)$$

Рис. 3.26. Структурные схемы чувствительных элементов:

a — частоты вращения; b — температуры охлаждающей воды



или в операторной форме записи

$$d_p(p) \eta = \varphi - \theta_p \alpha_p, \quad (3.44)$$

где собственный оператор регулятора

$$d_p(p) = T_p^2 p^2 + T_{\kappa} p + \delta_z. \quad (3.45)$$

Введение в уравнение передаточных функций

$$\eta = Y_p^\varphi(p) \varphi + Y_p^\alpha(p) \alpha_p,$$

где

$$Y_p^\varphi(p) = 1/d_p(p) \quad \text{и} \quad Y_p^\alpha(p) = -\theta_p/d_p(p) \quad (3.46)$$

позволяет построить структурную схему всережимного механического регулятора прямого действия без упругоприсоединенного катаракта (рис. 3.26, a).

При равновесном режиме $d^2\eta/dt^2 = d\eta/dt = 0$, поэтому уравнение (3.43) для выбранной настройки регулятора ($\alpha_p = 0$) получит вид

$$\delta_z \eta = \varphi, \quad (3.47)$$

представляющий собой уравнение статического равновесия муфты чувствительного элемента.

§ 3.3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Принцип действия. По мере роста угловой скорости вала двигателя увеличивается расход воздуха в единицу времени, скорость его движения и, следовательно, разрежение во впускном коллекторе 10 (рис. 3.27). На этой зависимости основана работа пневматического регулятора.

Впускной коллектор 10 двигателя трубопроводом соединен с замкнутой полостью чувствительного элемента, отделенной диафрагмой 5 от объема, связанного с атмосферой.

Объем воздуха, поступающего через впускной коллектор в цилиндры двигателя, определяется соотношением

$$V_d = i_d V_h \eta_b \omega / (\pi \tau_d),$$

где i_d — число цилиндров, обслуживаемых данным патрубком; V_h — рабочий объем одного цилиндра; η_b — коэффициент наполнения; τ_d — тактность двигателя.

При выбранном положении дроссельной заслонки, т. е. при определенном проходном сечении μf впускного патрубка, скорость

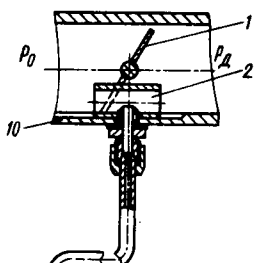


Рис. 3.27. Схема всережимного пневматического регулятора:

1 — дроссельная заслонка; 2 — патрубок; 3 — муфта; 4 — рычаг выключения; 5 — диафрагма; 6, 8 — пружины; 7 — упор; 9 — стакан; 10 — впускной коллектор

движения воздуха при постоянстве его плотности ρ_v можно определить из соотношения

$$\omega_v = V_d / \mu f = \sqrt{2 \Delta p / \rho_v},$$

где $\Delta p = p_0 - p_d$; p_0 — атмосферное давление; p_d — давление за дроссельной заслонкой.

Следовательно,

$$\Delta p = (\rho_v / 2) (i_d V_H / \pi \tau_d)^2 [\eta_o \omega / (\mu f)]^2. \quad (3.48)$$

В дизелях нецелесообразно уменьшать наполнение цилиндра воздухом, поэтому во впускном коллекторе допускается малое разрежение Δp (до $4 \cdot 10^{-3}$ МПа). При таких разрежениях положение дроссельной заслонки и изменение скоростного режима двигателя слабо влияют на изменение плотности воздуха ρ_v и коэффициента наполнения η_o ; в связи с этим последние с достаточной степенью точности (при качественном анализе) могут быть приняты постоянными.

При таких условиях зависимость (3.48) дает возможность построить характеристики 1—5, приведенные на рис. 3.28, а.

Автоматическое перемещение рейки, связанной с диафрагмой, осуществляется только изменением разрежения Δp , поэтому крайние положения рейки соответствуют предельным разрежениям во впускном патрубке двигателя: Δp_1 — минимальному при полной подаче топлива и Δp_2 — максимальному при выключении подачи топлива.

Разрежение Δp_1 создает на диафрагме 5 (рис. 3.28, б) чувствительного элемента усилие, которое при равновесном ее положении равно усилию предварительной деформации пружины 6 регулятора. Следовательно, при всех разрежениях, равных или меньших Δp_1 , муфта 3 регулятора находится в крайнем правом положении и поддерживает рейку топливного насоса на упоре полной подачи топлива (кривая 6 на рис. 3.28, а). По мере увеличения разрежения $\Delta p > \Delta p_1$ диафрагма перемещается влево, деформируя пружину 6 регулятора (связь разрежения Δp с перемещением z муфты регулятора представлена кривой 12). Рейка при этом перемещается в сторону выключения подачи топлива, причем угловая скорость вала, при которой начинается деформация пружины, определяется положением дроссельной заслонки:

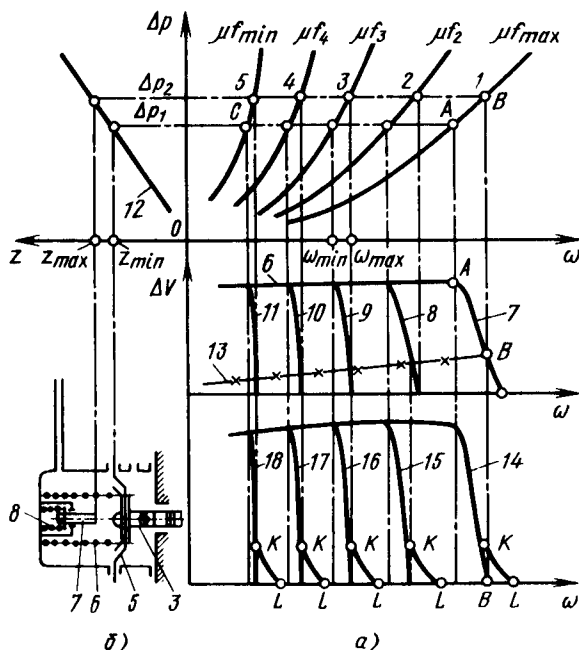


Рис. 3.28. Образование регуляторных характеристик при пневматическом все-режимном регуляторе:

$a-1-5$ — зависимости разрежения от угловой скорости вала двигателя при различных открытиях дроссельной заслонки; 6 — характеристика полной подачи топлива; $7-11$ — регуляторные характеристики подачи топлива; 12 — зависимость перемещения рейки от разрежения; 13 — характеристика подачи топлива при холостом ходе; $14-18$ — регуляторные характеристики двигателя; $б-поз. 3-8$ соответствуют аналогичным позициям на рис. 3.27

чем больше она открыта, тем при большей угловой скорости начинается уменьшение подачи топлива и достигается разрежение Δp_2 , при котором подача топлива прекращается (кривые $1-5$).

В соответствии с регуляторными характеристиками $7-11$ топливного насоса в интервале от внешней характеристики 6 до характеристики холостого хода 13 образуются регуляторные характеристики двигателя $M = f(\omega)$ (кривые $14-18$).

По желанию водителя можно выбрать любое положение дроссельной заслонки между двумя ее предельными положениями, определяемыми специальными упорами, т. е. любое проходное сечение $(\mu f)_{\min} < \mu f \leq (\mu f)_{\max}$, что обеспечивает выбор в этих пределах любого регулируемого скоростного режима.

Восстанавливающая и поддерживающая силы пневматического регулятора. Восстанавливающая сила E в пневматических регуляторах создается усилием пружины $б$ (см. рис. 3.27), приведенным к оси движения муфты, поэтому

$$E = E_0 + bz, \quad (3.49)$$

Степень неравномерности. Формулу (3.48) можно представить в виде

$$\Delta p = D \omega^2 / (\mu f)^2, \quad (3.52)$$

где $D = \rho_v [i_d V_h \eta_v / (\pi \tau_d)]^2 / 2$.

Характеристики регулятора 1—5 (см. рис. 3.29) показывают, что при выбранном открытии дроссельной заслонки, например $(\mu f)_3$, точкам кривой 3, взятым при крайних положениях муфты $z_{\min}$ и $z_{\max}$, соответствуют определенные значения угловых скоростей $\omega_{\min}$ и $\omega_{\max}$ характеристик 9 и 16 (см. рис. 3.28) и разрежений Δp_1 и Δp_2 . Поэтому в соответствии с формулой (3.52) можно написать: $\Delta p_2 = D \omega_{\max}^2 / (\mu f)_2^2$ и $\Delta p_1 = D \omega_{\min}^2 / (\mu f)_2^2$, откуда

$$\omega_{\max} = (\mu f)_2 \sqrt{\Delta p_2 / D} \quad \text{и} \quad \omega_{\min} = (\mu f)_2 \sqrt{\Delta p_1 / D}.$$

Подстановка полученных выражений в формулу $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{ср}}$, где $\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2$ приводит ее к виду

$$\delta = 2 (\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1}) / (\sqrt{\Delta p_2} + \sqrt{\Delta p_1}), \quad (3.53)$$

не включающему значений угловой скорости. Так как при всех $(\mu f)_i$ крайние положения муфты $z_{\max}$ и $z_{\min}$ соответствуют всегда одним и тем же разрежениям Δp_2 и Δp_1 , степень неравномерности всережимного пневматического регулятора остается постоянной на всем диапазоне скоростных режимов, что очень ценно для транспортных условий работы двигателей внутреннего сгорания. В действительности на значение δ оказывает влияние коэффициент наполнения η_v , значения которого зависят от скоростного режима двигателя, поэтому δ изменяется, но весьма незначительно.

Статический расчет всережимного пневматического регулятора. При установке пневматического регулятора допустимым разрежением на номинальном скоростном режиме является $(2-4) \times 10^{-3}$ МПа. Из этого условия выбирается максимальное проходное сечение впускного коллектора $(\mu f)_{\max}$ при максимальном открытии дроссельной заслонки.

Зная $(\mu f)_{\max}$, а также параметры двигателя, по формуле (3.48) можно построить зависимость разрежения в диффузоре от угловой скорости ω вала двигателя при выбранном с помощью упора максимальном открытии дроссельной заслонки (кривая 1 на рис. 3.28, а). Точка А на этой кривой соответствует номинальному скоростному режиму и разрежению $\Delta p_1 = \Delta p_{\text{ном}}$, при котором рейка находится в положении полной подачи топлива (кривая 6). После выбора степени неравномерности на номинальном режиме по формуле $\omega_{\text{хх}} = \omega_{\text{ном}} (2 + \delta_{\text{ном}}) / (2 - \delta_{\text{ном}})$ определяют максимальную угловую скорость $\omega_{\text{хх}}$ холостого хода при максимальном открытии дроссельной заслонки. Проведя перпендикуляр к абсциссе $\omega_{\text{хх}}$, найдем точку В на кривой 1 и разрежение $\Delta p_2 = \Delta p_{\max}$, при котором рейка насоса находится в положении подачи топлива на холостом ходу.

Для расчета всережимного регулятора должен быть задан минимальный скоростной режим двигателя при работе по внешней характеристике. Этот режим работы возможен только в том случае, когда разрежение в диффузоре равно $\Delta p_{\text{ном}}$ (точка С на рис. 3.28, а) и рейка топливного насоса находится в положении полной подачи топлива. По координатам точки С определяют минимальное открытие дроссельной заслонки

$$(\mu f)_{\min} = \sqrt{D \omega_{\min}^2 / \Delta p_{\text{ном}}},$$

при $(\mu f)_{\min}$ по формуле (3.48) рассчитывают и строят кривую 5, которая служит левой границей области работы регулятора.

Диафрагма всережимных пневматических регуляторов двигателей непосредственно связана с рейкой топливного насоса, поэтому восстанавливающую силу E определяют по формуле (3.20) при $u_p = 1$. Сила $E_{\text{ном}}$ воспринимается диафрагмой регулятора, в связи с чем $E_{\text{ном}} = \psi_d f_d \Delta p_{\text{ном}}$. При известных величинах $E_{\text{ном}}$, $\Delta p_{\text{ном}}$ и $\psi_d \approx 0,8$ определяется площадь диафрагмы регулятора $f_d = E_{\text{ном}} / \psi_d \Delta p_{\text{ном}}$ и затем $E_{\text{мах}} = \psi_d f_d \Delta p_{\text{мах}}$.

Так как деформация пружины равна перемещению рейки Δh от максимальной подачи до подачи холостого хода, жесткость пружины определится в виде отношения $b = (E_{\text{мах}} - E_{\min}) / \Delta h$, после чего проводится полный расчет пружины регулятора.

Дифференциальное уравнение всережимного пневматического регулятора. При равновесном скоростном режиме двигателя принимается, что разрежение в камере регулятора равно разрежению во впускном патрубке двигателя Δp_0 , поэтому уравнение статического равновесия записывается в виде

$$E_0 - \psi_d f_d \Delta p_0 = 0. \quad (3.54)$$

Нарушение установившегося скоростного режима двигателя влечет за собой изменение разрежения $\Delta (\Delta p)$, что нарушает условия статического равновесия и вызывает перемещение диафрагмы и связанных с ней деталей. В процессе движения на диафрагму регулятора действуют восстанавливающая сила $E_0 + \Delta E$, поддерживающая сила $\psi_d f_d [\Delta p_0 + \Delta (\Delta p)]$, и силы гидравлического трения $\vartheta (d \Delta z / dt)$.

Если учесть равенство (3.54), то уравнение динамического равновесия пневматического чувствительного элемента получит вид

$$\begin{aligned} \mu (d^2 \Delta z / dt^2) + \vartheta (d \Delta z / dt) + \Delta E = \\ = \psi_d f_d \Delta (\Delta p). \end{aligned} \quad (3.55)$$

Предварительную деформацию пружины пневматического чувствительного элемента выполняют постоянной, поэтому восстанавливающая сила E зависит только от перемещения диафрагмы z . Следовательно, $E = f(z)$ или после линеаризации

$$\Delta E = (dE/dz) \Delta z. \quad (3.56)$$

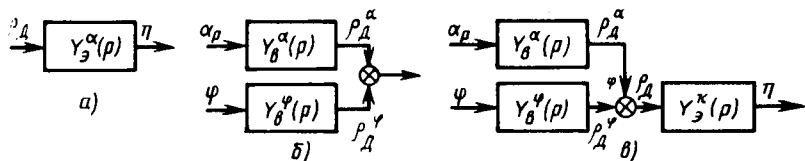


Рис. 3.30. Структурные схемы пневматического регулятора:

a — чувствительного элемента; b — впускного коллектора; c — пневматического регулятора

Как показывает формула (3.51), в пневматических чувствительных элементах поддерживающая сила $A\omega_p^2$ не зависит от положения муфты, в связи с чем $\omega_p^2 (dA/dz) = 0$. Следовательно, для этих регуляторов в соответствии с формулами (3.8) и (3.49)

$$F_p = dE/dz = b. \quad (3.57)$$

Таким образом,

$$\Delta E = F_p \Delta z. \quad (3.58)$$

Введение относительных отклонений от положения равновесия

$$\eta = \Delta z/z_0 \text{ и } \rho_d = \Delta (\Delta p)/\Delta p_0 \quad (3.59)$$

и деление всех членов уравнения на коэффициент при ρ_d с учетом соотношения (3.58) приводит уравнение (3.55) к виду

$$T_s^2 (d^2\eta/dt^2) + T_{\kappa s} (d\eta/dt) + \delta_s \eta = \rho_d, \quad (3.60)$$

где

$$T_s^2 = \mu z_0/E_0; T_{\kappa s} = \vartheta z_0/E_0; \delta_s = F_p z_0/E_0. \quad (3.61)$$

После перехода к операторной форме записи

$$d_s(p) \eta = \rho_d, \quad (3.62)$$

где собственный оператор чувствительного элемента

$$d_s(p) = T_s^2 p^2 + T_{\kappa s} p + \delta_s.$$

Делением уравнения (3.62) на собственный оператор

$$\eta = Y_s^{\rho_d}(p) \rho_d, \quad (3.63)$$

находится передаточная функция

$$Y_s^{\rho_d}(p) = 1/d_s(p) = 1/(T_s^2 p^2 + T_{\kappa s} p + \delta_s)$$

и строится структурная схема чувствительного элемента (рис. 3.30, a).

Воздействие угловой скорости коленчатого вала двигателя передается чувствительному элементу через изменение разрежения во впускном коллекторе. Для его определения необходимо

сравнить поступление воздуха $G_{\text{пр}}$ через дроссель и расход воздуха $G_{\text{д}}$ в цилиндры двигателя. Для установившегося скоростного режима двигателя

$$G_{\text{пр}0} - G_{\text{д}0} = 0. \quad (3.64)$$

При небольшом разрежении Δp во впускном коллекторе двигателя

$$G_{\text{пр}0} = \mu f \sqrt{2\rho_v \Delta p_0}. \quad (3.65)$$

Секундный расход воздуха из впускного коллектора в цилиндры двигателя

$$G_{\text{д}0} = \rho_v \eta_v i_{\text{д}} V_h \omega / (\pi \tau_{\text{д}}). \quad (3.66)$$

При нарушении установившегося скоростного режима равенство (3.64) не выполняется, так как $G_{\text{пр}0}$ и $G_{\text{д}0}$ получают неравные приращения. Это вызывает изменение количества воздуха во впускном коллекторе на

$$dG = (\Delta G_{\text{пр}} - \Delta G_{\text{д}}) dt. \quad (3.67)$$

Величина $\Delta G_{\text{пр}}$ зависит от изменения разрежения Δ (Δp) во впускном патрубке и от изменения эффективного проходного сечения Δ (μf) дросселя. Так как приращение Δ (μf) определяется поворотом $\Delta\psi$ дроссельной заслонки как органа управления, то $G_{\text{пр}} = f(\Delta p; \psi)$. Следовательно,

$$\Delta G_{\text{пр}} = [\partial G_{\text{пр}} / \partial (\Delta p)] \Delta (\Delta p) + [\partial G_{\text{пр}} / \partial \psi] \Delta \psi. \quad (3.68)$$

Величина $\Delta G_{\text{д}}$ зависит от изменения угловой скорости ω и коэффициента наполнения η_v . Однако сам коэффициент наполнения также определяется угловой скоростью и разрежением во впускном коллекторе Δp , т. е. $\eta_v = f(\omega; \Delta p)$. В связи с этим $G_{\text{д}} = f(\omega; \Delta p)$ и, следовательно,

$$\Delta G_{\text{д}} = (\partial G_{\text{д}} / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial G_{\text{д}} / \partial \Delta p) \Delta (\Delta p). \quad (3.69)$$

Масса воздуха во впускном коллекторе $G = p V_v / (R_v T)$, где R_v — газовая постоянная воздуха и V_v — объем впускного коллектора. Давление воздуха в коллекторе зависит от давления окружающей среды p_0 и динамического изменения разрежения $\Delta p + \Delta (\Delta p)$, поэтому $G = V_v [p_0 - \Delta p - \Delta (\Delta p)] / (R_v T)$. Здесь Δp зависит только от положения дроссельной заслонки, а $\Delta (\Delta p)$ — от времени.

Следовательно,

$$dG/dt = -[V_v / (R_v T)] d\Delta (\Delta p)/dt. \quad (3.70)$$

Подстановка соотношений (3.68), (3.69) и (3.70) в уравнение (3.67) приводит его к виду

$$\begin{aligned} [V_v / (R_v T)] d\Delta (\Delta p)/dt + (\partial G_{\text{пр}} / \partial \Delta p - \partial G_{\text{д}} / \partial \Delta p) \Delta (\Delta p) = \\ = (\partial G_{\text{д}} / \partial \omega) \Delta \omega - (\partial G_{\text{пр}} / \partial \psi) \Delta \psi \end{aligned}$$

или после введения относительных отклонений $\rho_d = \Delta(\Delta p)/\Delta p_0$; $\varphi = \Delta\omega/\omega_0$ и $\alpha_p = \Delta\psi/\psi_0$ от положения равновесия и деления на коэффициент при φ

$$T_b d\rho_d/dt + k_b \rho_d = \varphi - \theta_p \alpha_p. \quad (3.71)$$

Здесь время впускного коллектора

$$T_b = [V_b \Delta p_0 / (R_b T)] (\partial G_d / \partial \omega) \omega_0$$

характеризует инерционность, пропорциональную его объему; коэффициент самовыравнивания определяется отношением

$$k_b = F_b \Delta p_0 / [(\partial G_d / \partial \omega) \omega_0],$$

где

$$F_b = \partial G_{пр} / \partial \Delta p - \partial G_d / \partial \Delta p$$

является фактором устойчивости впускного коллектора; коэффициент усиления по перемещению органа управления

$$\theta_p = (\partial G_{пр} / \partial \psi) \psi_0 / (\partial G_d / \partial \omega) \omega_0$$

характеризует эффективность воздействия на впускной коллектор органа управления.

В оперативной форме записи уравнение (3.71) впускного коллектора имеет вид

$$d_b(p) \rho_d = \varphi - \theta_p \alpha_p, \quad (3.72)$$

где собственный оператор

$$d_b(p) = T_b p + k_b.$$

Разделив все члены уравнения (3.72) на собственный оператор, найдем передаточные функции

$$Y_b^\varphi(p) = 1/d_b(p) \text{ и } Y_b^\alpha(p) = -\theta_p/d_b(p),$$

с учетом которых уравнение

$$\rho_d = Y_b^\varphi(p) \varphi + Y_b^\alpha(p) \alpha_p$$

дает возможность построить структурную схему коллектора (рис. 3.30, б).

Таким образом, динамические свойства пневматического регулятора, структурная схема которого показана на рис. 3.30, в, характеризуются совокупностью двух линейных дифференциальных уравнений, составляющих систему:

$$d_\theta(p) \eta = \rho_d;$$

$$d_b(p) \rho_d = \varphi - \theta_p \alpha_p.$$

Изменение разрежения ρ_d является внутренней координатой пневматического регулятора и поэтому может быть исключено из рассмотрения. В результате получим

$$d_\theta(p) d_b(p) \eta = \varphi - \theta_p \alpha_p.$$

Если пренебречь влиянием объема впускного коллектора и принять $V_B = 0$, то $T_B = 0$, и тогда подстановка развернутых выражений собственных операторов элементов приводит к линейному дифференциальному уравнению второго порядка (3.43) с коэффициентами $T_p^2 = T_{\text{э}k_B}^2$; $T_k = T_{k\text{э}k_B}$; $\delta_z = \delta_{\text{э}k_B}$.

При переходе к операторной форме записи уравнение (3.43) можно представить в виде (3.44) с собственным оператором регулятора (3.45).

§ 3.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Принцип действия. В гидравлическом регуляторе прямого действия (рис. 3.31, а) в качестве рабочего тела может быть использовано машинное масло или топливо. Топливо насосом 1 подается в цилиндр 4. Избыток его через дросселирующую иглу 15 и перепускной клапан 17 сливается в бак 18.

В цилиндре 4 расположен поршень 5, связанный с рейкой 7 топливного насоса 8. Его положение обуславливается равенством

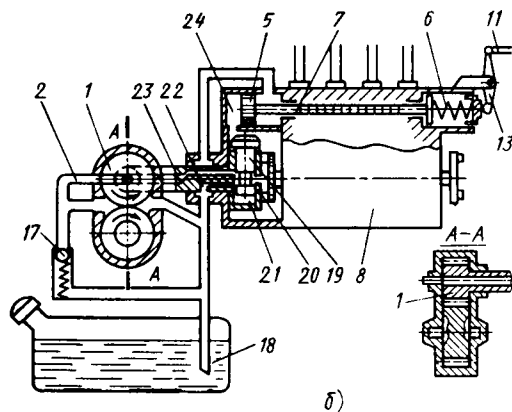
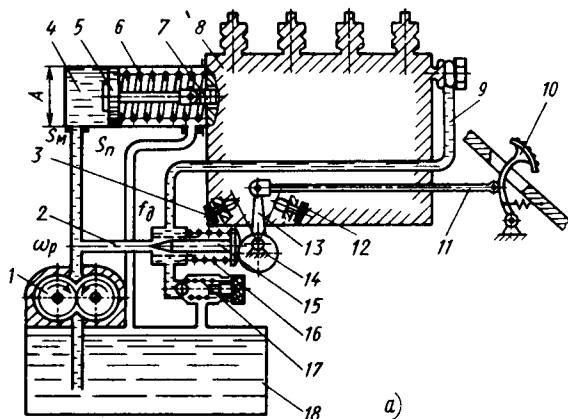


Рис. 3.31. Схема всевозможных гидравлических регуляторов с чувствительным элементом:

а — гидростатическим; б — грузовым центробежным; 1 — подкачивающий насос; 2 — канал перепуска; 3, 12 — упоры; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6, 16 — пружины; 7 — рейка; 8 — топливный насос; 9 — подвод топлива; 10 — педаль управления; 11 — тяга; 13 — рычаг; 14 — эксцентрик; 15 — дросселирующая игла; 17 — перепускной клапан; 18 — топливный бак; 19 — груз-золотник; 20 — ротор; 21 — подзолотниковая полость; 22, 23 — каналы; 24 — топливная полость

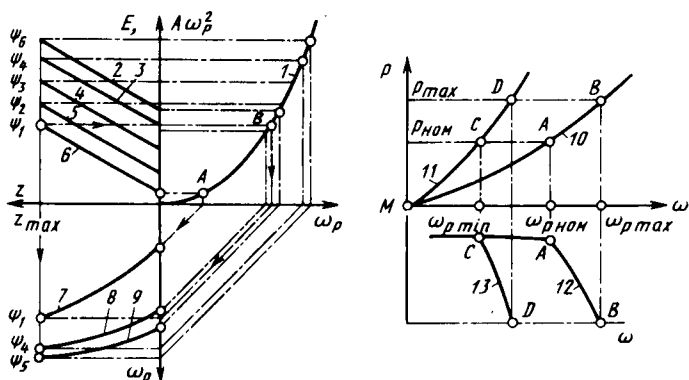


Рис. 3.32. Характеристика двигателя с всережимным гидравлическим регулятором:

1 — поддерживающей силы; 2—6 — восстанавливающей силы при постоянных предварительных деформациях пружины; 7—9 — равновесные кривые регулятора; 10, 11 — зависимости давления от угловой скорости; 12—13 — регуляторные характеристики двигателя

сил, создаваемых с одной стороны пружиной 6, с другой — давлением топлива в левой полости цилиндра 4. При возрастании угловой скорости вала двигателя усиливается подача топлива насосом 1, что влечет за собой увеличение давления в цилиндре 4 и перемещение поршня 5 вместе с рейкой 7 в сторону уменьшения подачи топлива. Всережимность регулятора может быть обеспечена перестановкой иглы 15 рычагом 13 и педалью 10 управления или изменением предварительной деформации пружины 6.

Восстанавливающая и поддерживающая силы. Восстанавливающая сила гидравлических регуляторов определяется усилием пружины 6 (рис. 3.31, а). Если E_0 — усилие предварительной деформации, то

$$E = E_0 + bz, \quad (3.73)$$

где b — жесткость пружины.

Если всережимность обеспечивается изменением предварительной деформации пружины, то $E_0 = f(\psi)$, где ψ — положение органа управления, и тогда в соответствии с формулой (3.73) $E = f(z; \psi)$, что графически может быть представлено сеткой прямых $E = f(z)$ при $\psi_i = \text{const}$ (характеристики 2—6 на рис. 3.32).

Поддерживающая сила в гидростатических чувствительных элементах определяется избыточным давлением топлива p , воспринимаемым площадью f_n поршня 5 (см. рис. 3.31, а). Следовательно,

$$A\omega_p^2 = f_n p. \quad (3.74)$$

Избыточное давление p топлива создается топливным насосом, секундная производительность которого $G_c = Sb_z i_z \eta_n \omega_p r / \pi$, где

S — площадь поперечного сечения впадины между зубьями зубчатых колес насоса; b_z — длина зуба; i_z — число зубьев; η_n — коэффициент подачи насоса; ω_p — угловая скорость зубчатых колес; ρ — плотность топлива. Если $\mu_p f$ — эффективное проходное сечение регулировочного отверстия, то количество топлива, проходящее через это отверстие в секунду, $G_c = \mu_p f \sqrt{2\rho p}$. Так как производительность G_c насоса при равновесном режиме равна расходу G_c топлива через регулировочное сечение, то

$$p = \rho (S b_z i_z \eta_n / \pi)^2 \omega_p^2 / [2 (\mu_p f)^2]. \quad (3.75)$$

Таким образом,

$$A \omega_p^2 = \{ \rho f_n / [2 (\mu_p f)^2] \} (S b_z i_z \eta_n / \pi)^2 \omega_p^2. \quad (3.76)$$

Это соотношение показывает, что в гидростатических чувствительных элементах поддерживающаяся сила при постоянном положении рычага управления (задано $\mu_p f$) определяется конструкцией чувствительного элемента, плотностью и вязкостью топлива, а следовательно, и его температурой и не зависит от положения муфты регулятора (кривая 1 на рис. 3.32). Наличие характеристик восстанавливающей и поддерживающей сил дает возможность построения статической характеристики гидравлического регулятора (кривые 7—9 на рис. 3.32). Каждой характеристике восстанавливающей силы $E = f(z)$ при $\psi = \text{const}$ соответствует своя статическая характеристика регулятора $z = f(\omega_p)$ при $\psi = \text{const}$.

Следует отметить, что зависимость поддерживающей силы от температуры рабочей жидкости является существенным недостатком гидравлического чувствительного элемента такого типа, связанным с нарушением первоначальной настройки скоростного режима вследствие изменения вязкости и плотности рабочей жидкости, используемой для регулирования, при изменении ее температуры в процессе эксплуатации или при замене одного сорта топлива другим.

Гидравлический регулятор прямого действия с грузом-золотником. Чтобы устранить указанный выше недостаток гидравлического чувствительного элемента, в гидравлических всережимных регуляторах применен грузовой центробежный чувствительный элемент (с грузом-золотником) 19 (рис. 3.31, б), который может свободно перемещаться в радиальном направлении сверления ротора 20. Центр тяжести груза-золотника 19 смещен относительно оси вращения ротора. Топливо насосом 1 подается в канал 22, давление в котором зависит от настройки перепускного клапана 17. Из канала 22 через выточки в грузе-золотнике 19 топливо поступает в полость 24. Изменение давления топлива воспринимается поршнем 5 и пружиной 6. Вместе с поршнем перемещается рейка 7 топливного насоса 8, изменяющая подачу топлива.

Всережимность регулятора обеспечивается изменением с помощью рычага 13 предварительной деформации пружины 6. Давление топлива в полости 24 определяется положением груза-золотника и, следовательно, площадями проходных сечений каналов 22 и 23. В процессе работы центробежная сила груза-золотника уравнивается силой, создаваемой избыточным давлением p в полости 24. Эта особенность регулятора практически исключает зависимость поддерживающей силы регулятора от вязкости топлива и, следовательно, его температуры, что исправляет указанный выше недостаток гидравлических чувствительных элементов. Однако введение в конструкцию регулятора груза-золотника 19 (см. рис. 3.31, б) повышает сложность конструкции по сравнению с регулятором, показанным на рис. 3.31, а.

Статический расчет всережимного гидравлического регулятора. Поршень 5 регулятора непосредственно связан с рейкой топливного насоса, поэтому значение восстанавливающей силы определяется по формуле (3.20) при $u_p = 1$. Из условия статического равновесия на номинальном режиме ($E_{ном} = A\omega_p^2_{ном}$) находят диаметр поршня $d = \sqrt{E_{ном}/(\pi p_{ном})}$. Давление топлива p_t за дросселирующей иглой 15 (см. рис. 3.31, а) обеспечивается установкой перепускного клапана 17 и составляет обычно 0,15—0,2 МПа. Давление p перед дросселирующей иглой в цилиндре 4 должно быть выше на $\Delta p = (0,1 \div 0,2)$ МПа.

После оценки $p_{ном}$ и p_t в соответствии с формулой (3.75) можно определить дросселирующее сечение f_{max} , создаваемое иглой 15 при установке рычага управления 13 на упор 3:

$$f_{max} = S b_z i_z \eta_n \omega_p \rho / [\mu_p \pi \sqrt{2\rho(p_{ном} - p_t)}],$$

где коэффициент подачи насоса $\eta_n = 0,65 \div 0,71$.

Знание f_{max} дает возможность построить зависимость избыточного давления от угловой скорости ω_p регулятора (кривая 10 на рис. 3.32). Точка А соответствует номинальному режиму работы двигателя, при котором рейка топливного насоса находится в положении полной подачи топлива. После выбора степени неравномерности на номинальном режиме $\delta_{ном}$ по формуле

$$\omega_{p\ max} = \omega_{p\ ном} \frac{2 + \delta_{ном}}{2 - \delta_{ном}}$$

определяют максимальную угловую скорость регулятора. Перпендикуляр к абсциссе $\omega_{p\ max}$ дает точку В холостого хода на регуляторной характеристике 12 и максимальное значение избыточного давления рабочей жидкости p_{max} .

Так как минимальная угловая скорость $\omega_{p\ min}$ минимального скоростного режима известна, то при $p = p_{ном}$ определяют точку С и по формуле

$$f_{min} = S b_z \omega_{p\ min} i_z \eta_n \rho / [\mu_p \pi \sqrt{2\rho(p_{ном} - p_t)}]$$

находят минимальное дросселирующее сечение, устанавливаемое иглой 15 (см. рис. 3.31, а). После того как выбраны размеры и форма дросселирующей иглы 15, по значению $f_{\min}$ устанавливают упор 12. При $f = f_{\min}$ по формуле (3.75) с учетом противодействия p_t строят кривую 11 (см. рис. 3.32), которая является левой границей области работы регулятора (CD соответствует регуляторной характеристике 13). Регулирование промежуточных скоростных режимов обеспечивается установкой педали управления в промежуточные положения между упорами 3 и 12 (см. рис. 3.31, а).

Степень неравномерности гидравлического регулятора, как и пневматического, не зависит от скоростного режима, если все-режимность обеспечивается иглой 15 (см. рис. 3.31, а), а не изменением предварительной деформации пружины 6.

Зная $p_{\max}$ и f_{Π} поршня регуляторов, можно определить максимальное значение восстанавливающей силы $E_{\max} = p_{\max} f_{\Pi}$ и жесткость пружины $b = (E_{\max} - E_{\text{ном}})/\Delta h$.

Дифференциальное уравнение всережимного гидравлического регулятора. Уравнение динамического равновесия гидравлического чувствительного элемента, написанное в соответствии с принципом Даламбера, имеет вид

$$\mu (d^2 \Delta z / dt^2) + \vartheta (d \Delta z / dt) + \Delta E = f_{\Pi} \Delta p. \quad (3.77)$$

Предварительная деформация пружины чувствительного элемента постоянна, поэтому

$$\Delta E = (dE/dz) \Delta z. \quad (3.78)$$

Поддерживающая сила (3.76) не зависит от положения z поршня 5 чувствительного элемента, поэтому

$$F_p = dE/dz. \quad (3.79)$$

Давление в камере чувствительного элемента $p = f(\omega_p; \mu_p f)$ или $p = f(\omega_p; \psi)$, где ψ — координата положения рычага 13. На основании этого

$$\Delta p = u_{\omega} (\partial p / \partial \omega_p) \Delta \omega + (\partial p / \partial \psi) \Delta \psi, \quad (3.80)$$

где u_{ω} — передаточное отношение от вала двигателя к подкачивающему насосу. С учетом выражений (3.78)–(3.80) уравнение (3.77) примет вид

$$\mu (d^2 \Delta z / dt^2) + \vartheta (d \Delta z / dt) + F_p \Delta z = 2u_{\omega}^2 A \omega \Delta \omega + f_{\Pi} (\partial p / \partial \psi) \Delta \psi. \quad (3.81)$$

Если ввести относительные отклонения от положения равновесия и учесть, что в положении статического равновесия $E_0 = u_{\omega}^2 A \omega_0^2$, то деление всех членов уравнения на коэффициент при ψ приводит уравнение гидравлического регулятора к виду (3.43) или (3.44) с собственным оператором (3.45). Коэффициент настройки режима работы регулятора

$$\theta_p = (f_{\Pi} \psi_0 / 2E_0) (\partial p / \partial \psi).$$

Приведенный вывод дифференциального уравнения гидравлического чувствительного элемента справедлив при отсутствии разрыва сплошности жидкости и явлений кавитации, возникновение которых в рассматриваемых системах маловероятно из-за небольших движущихся масс и сравнительно высокого давления рабочей жидкости на установившихся режимах.

Деление всех членов уравнения (3.44) на собственный оператор позволяет получить уравнение (3.46) и построить структурную схему (см. рис. 3.26, а).

§ 3.5. ВСТРОЕННЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Автоматические регуляторы — достаточно сложные механизмы, увеличивающие габаритные размеры и массу топливоподающей аппаратуры двигателя. Последнее особенно стало заметным после создания топливных насосов распределительного

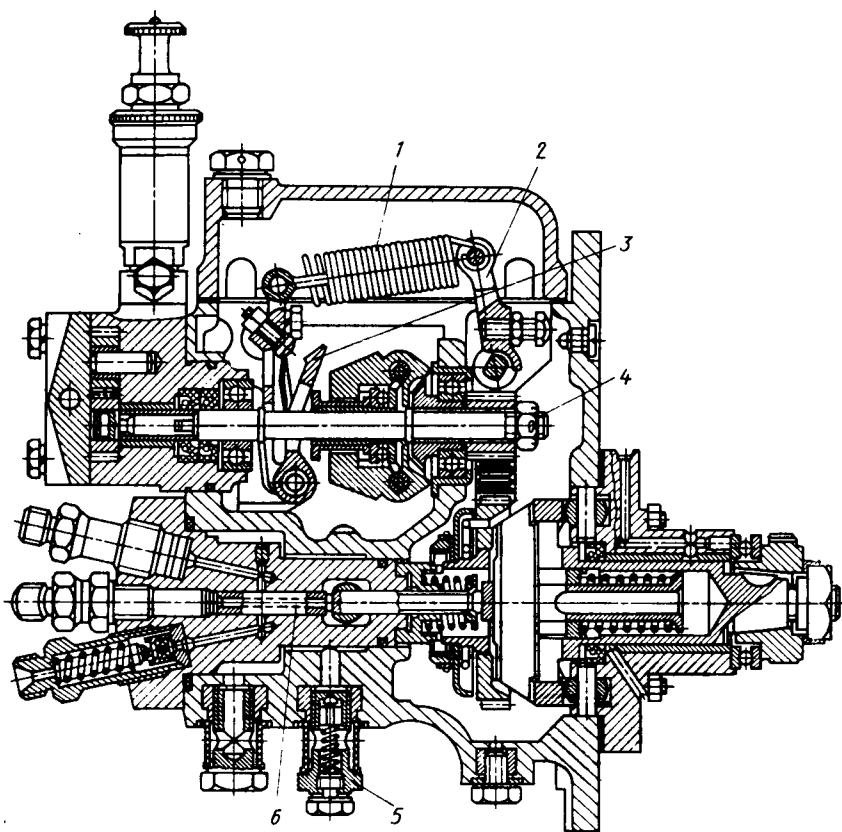


Рис. 3.33. Топливный насос ОНМ-4 распределительного типа со встроенным всережимным механическим регулятором:

1 — пружина; 2, 3 — рычаги; 4 — валик; 5 — перепускной клапан; 6 — плунжер

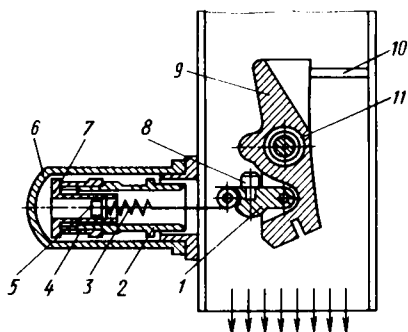


Рис. 3.34. Дроссель-регулятор карбюраторного двигателя:

1 — серьга; 2 — стакан; 3 — пружины; 4 — гайка; 5 — опора; 6 — колпачок; 7 — втулка-опора пружины; 8 и 10 — упоры; 9 — дроссельная заслонка; 11 — подшипник

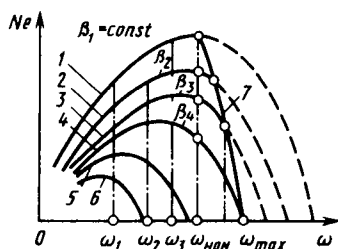


Рис. 3.35. Характеристики карбюраторного двигателя с дросселем-регулятором:

1 — внешняя характеристика; 2—6 — частичные скоростные характеристики при постоянных углах β поворота дроссель-регулятора; 7 — предельная регуляторная характеристика

типа (рис. 3.33). Большая компактность таких топливных насосов, имеющих один плунжер 6, потребовала соответствующего сокращения габаритных размеров связанных с ними автоматических регуляторов. Появились автоматические регуляторы, встроенные в конструкцию топливоподающей аппаратуры. Такие регуляторы получили название *встроенных*. Можно отметить два основных направления развития конструкций встроенных автоматических регуляторов скорости. К первому относится создание автоматических регуляторов частоты вращения, конструктивно встроенных в топливный насос (рис. 3.33), но сохраняющих все основные признаки обычного автоматического регулирования. Ко второму направлению относится создание топливоподающей аппаратуры, в которой функции регулирования выполняют детали или узлы, органически входящие в конструкцию топливного насоса, форсунки или другого ее элемента. В зависимости от детали, выполняющей функцию регулирования, такие встроенные регуляторы называют клапанами-регуляторами, плунжерами-регуляторами, дросселями-регуляторами и т. п.

На рис. 3.34 показана схема дроссель-регулятора карбюраторного двигателя. Воздух, проходящий через всасывающий патрубок двигателя, воздействует на скошенную поверхность дроссельной заслонки 9 и создает момент, стремящийся ее закрыть. Противодействующий момент создается пружиной, установленной таким образом, что в процессе настройки может изменяться ее предварительная деформация. Втулкой-опорой 7 можно изменять также число рабочих витков, т. е. жесткость пружины.

При увеличении угла поворота дроссельной заслонки увеличивается ее площадь, которая воспринимает скоростной напор

и возрастающий статический перепад давления. Это резко увеличивает момент $M_{\text{д}}$, действующий на дроссельную заслонку, и создает излишнюю чувствительность регулятора. Во избежание такого явления в конструкцию дросселя-регулятора вводят упор 8, который в зависимости от поворота заслонки регулирует момент $M_{\text{д}}$, создаваемого пружиной, и дроссельная заслонка поворачивается плавно в соответствии с увеличением скоростного режима, цикловая подача рабочей смеси уменьшается, в связи с чем образуется предельная регуляторная характеристика 7 (рис. 3.35).

Встроенные регуляторы этого типа отличаются простотой конструкции, но не обеспечивают в эксплуатационных условиях равноценной с обычными автоматическими регуляторами стабильности и точности работы.

§ 3.6. РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ

Принцип действия. В системах охлаждения (см. рис. 2.7) и смазочных системах (см. рис. 2.9) двигателей в качестве регулятора температуры прямого действия чаще всего используют термостаты, представляющие собой герметичный сильфон 7 (рис. 3.36), заполненный легкоиспаряющейся жидкостью (эфир, спирт, ацетон и др.). Если температура кипения этой жидкости ниже регулируемой, то в сильфоне образуется некоторый объем насыщенных паров, давление которых зависит от температуры. Поэтому при увеличении температуры сильфон деформируется, и шток 4, связанный с органом управления 9, перемещается, обеспечивая процесс регулирования. Если температура кипения выше регулируемой, то весь объем сильфона заполнен жидкостью, и регулирование обеспечивается увеличением ее объема при росте температуры. В некоторых регуляторах используется твердый наполнитель типа воска или церозина, объем которых также определяется температурой.

Регуляторы с жидким и твердым рабочим телом создают большие перестановочные усилия, и поэтому их работа в меньшей степени зависит от сил сопротивления, создаваемых органами управления (клапанами 9). Пружина 6 увеличивает упругие свойства сильфона 7 и дает возможность настраивать регулируемый режим путем изменения ее предварительной деформации с помощью гайки 5.

Регулятор прямого действия может быть дистанционным. В этом случае сильфон 7 капиллярной трубкой 3 связывается с термобаллоном 2, устанавливаемым в месте измерения регулируемой температуры. Дистанционные регуляторы создают большие удобства компоновки регулятора на двигателе, так как позволяют приблизить исполнительный орган регулятора к регулирующему органу системы охлаждения при размещении чувствительного элемента в наиболее целесообразном месте на головке двигателя.

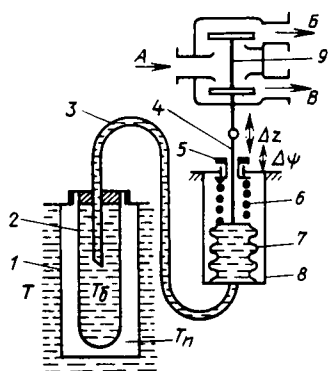


Рис. 3.36. Автоматический регулятор температуры:

1 — кожух; 2 — термобаллон; 3 — капиллярная трубка; 4 — шток; 5 — гайка настройки; 6 — пружина; 7 — силфон; 8 — корпус; 9 — орган управления; А — от двигателя; В — к радиатору; В — на перепуск

Дифференциальное уравнение регулятора температуры прямого действия. В целях сохранения герметичности системы охлаждения при монтаже или демонтаже регулятора температуры баллон часто помещают в кожух 1 (см. рис. 3.36), в связи с чем

между баллоном и средой с регулируемой температурой T образуется некоторый промежуточный объем с температурой T_n . При равновесном режиме работы $T_0 = T_{n0} = 0$; $T_{n0} - T_{\theta 0} = 0$, где $T_{\theta 0}$ — температура термобаллона при равновесном тепловом режиме. При нарушении равновесного режима ($T \neq T_n$) через кожух передается теплота в количестве $dQ_1 = k_1 F_1 (T - T_n) dt$, где k_1 и F_1 — коэффициент теплопередачи и площадь теплопередачи кожуха. Это количество теплоты воспринимается промежуточной средой с массой m_1 и удельной теплоемкостью C_1 , т. е.

$$dQ_1 = C_1 m_1 dT_n.$$

Сопоставление полученных уравнений дает

$$C_1 m_1 (dT_n/dt) = k_1 F_1 (T - T_n).$$

От промежуточной среды теплота передается термобаллону. Если C_2 и m_2 — удельная теплоемкость и масса термобаллона, а k_2 и F_2 — его коэффициент и площадь теплопередачи, то

$$C_2 m_2 (dT_{\theta}/dt) = k_2 F_2 (T_n - T_{\theta}).$$

Так как при неустановившихся режимах $T = T_0 + \Delta T$; $T_n = T_{n0} + \Delta T_n$; $T_{\theta} = T_{\theta 0} + \Delta T_{\theta}$, то уравнениям может быть придан вид

$$C_1 m_1 (d \Delta T_n/dt) + k_1 F_1 \Delta T_n = k_1 F_1 \Delta T;$$

$$C_2 m_2 (d \Delta T_{\theta}/dt) + k_2 F_2 \Delta T_{\theta} = k_2 F_2 \Delta T_n.$$

После перехода к безразмерным координатам $\varphi = \Delta T/T_0$; $\varphi_n = \Delta T_n/T_{n0}$; $\varphi_{\theta} = \Delta T_{\theta}/T_{\theta 0}$ и деления всех членов уравнения на коэффициент при входной координате получим

$$T_1 (d\varphi_n/dt) + \varphi_n = \varphi;$$

$$T_2 (d\varphi_{\theta}/dt) + \varphi_{\theta} = \varphi_n,$$

где $T_1 = C_1 m_1 / (k_1 F_1)$ и $T_2 = C_2 m_2 / (k_2 F_2)$.

Температура промежуточной среды является внутренней координатой, в связи с чем ее можно исключить из рассмотрения. Это приводит к уравнению

$$T_1 T_2 (d^2 \varphi_6 / dt^2) + (T_1 + T_2) (d\varphi_6 / dt) + \varphi_6 = \varphi. \quad (3.82)$$

Если пренебречь инерционностью органа управления 9 (см. рис. 3.36), то деформация сильфона и перемещение клапана определяются только изменением температуры баллона T_6 , поэтому $z = f(T_6)$. При условии линеаризации $\Delta T_6 = (dT_6 / dz) \Delta z$. После перехода к безразмерным координатам $\varphi_6 = \Delta T_6 / T_{60}$ и $\eta = \Delta z / z_0$ полученное соотношение примет вид

$$\delta_z \eta = \varphi_6, \quad (3.83)$$

где $\delta_z = (\partial T_6 / \partial z) (z_0 / T_{60})$. Подстановка (3.83) в уравнение (3.82) приводит последнее к виду

$$T_p^2 (d^2 \eta / dt^2) + T_k (d\eta / dt) + \delta_z \eta = \varphi, \quad (3.84)$$

где $T_p^2 = T_1 T_2 \delta_z$; $T_k = (T_1 + T_2) \delta_z$. В операторной форме записи

$$d_p(p) \eta = \varphi, \quad (3.85)$$

где собственный оператор

$$d_p(p) = T_p^2 p^2 + T_k p + \delta_z. \quad (3.86)$$

При отсутствии промежуточной среды $m_1 = T_1 = T_p = 0$, поэтому уравнение (3.84) становится уравнением первого порядка.

После деления членов уравнения (3.85) на собственный оператор получим

$$\eta = Y_p^{\varphi}(p) \varphi, \quad (3.87)$$

где передаточная функция $Y_p^{\varphi}(p) = 1 / d_p(p)$ дает возможность построить структурную схему регулятора температуры прямого действия (см. рис. 3.26, б).

§ 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Автоматические регуляторы непрямого действия кроме чувствительного элемента содержат усилительный и вспомогательные элементы. Основными признаками классификации таких регуляторов являются регулируемый параметр и тип примененной обратной связи.

В тех случаях, когда по условиям работы двигателя регуляторные характеристики могут быть статическими (см. рис. 3.20, б, в), используют регуляторы с жесткой обратной связью. Если при всех нагрузках необходимо обеспечить точное поддержание заданного скоростного режима, следует использовать изодромные регуляторы с гибкой обратной связью.

Если при высокой точности поддержания скоростного режима требуется обеспечить минимальный статизм регуляторной характеристики, необходимо использовать регуляторы с комбинированной обратной связью.

§ 4.2. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В большинстве рассматриваемых регуляторов чувствительные элементы являются механическими и представляют собой вращающиеся грузы 8 (рис. 4.1), центробежная сила которых воспринимается пружиной 7 переменной жесткости. При малой угловой скорости грузов вначале деформируются витки большого диаметра, имеющие наименьшую жесткость. После соприкосновения с последующими витками они практически выключаются из работы, вследствие чего деформируются витки меньшего диаметра, имеющие большую жесткость. Постепенное увеличение жесткости пружины чувствительного элемента в соответствии с увеличением угловой скорости грузов обеспечивает возможность получения требуемых значений степени неравномерности в широком диапазоне скоростных режимов двигателя.

В качестве усилительных элементов в регуляторах непрямого действия почти исключительное применение получили гидравлические серводвигатели, представляющие собой цилиндр с поршнем 12 и штоком 14, перемещения которых зависят от подачи в их полости рабочей жидкости (обычно масла). Управление подачей

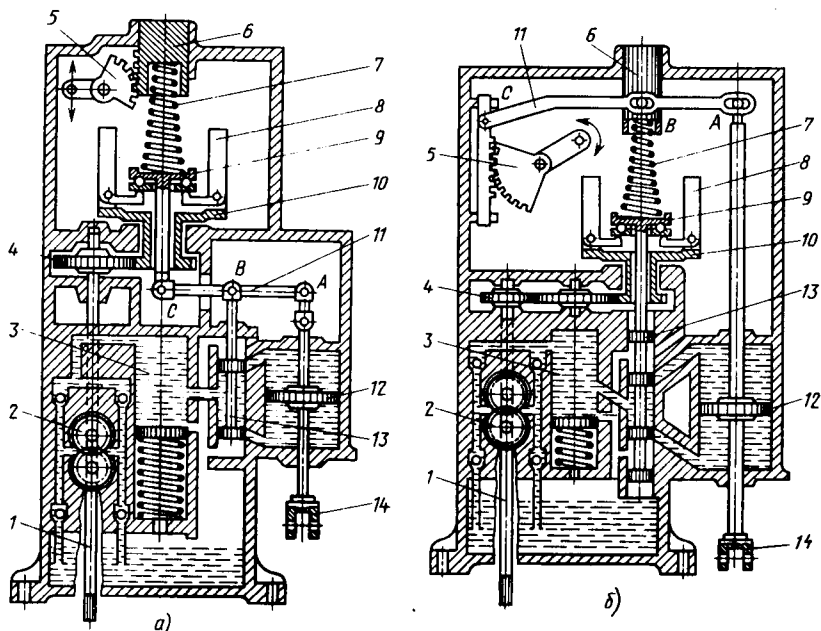


Рис. 4.1. Схемы автоматических регуляторов непрямого действия с жесткой обратной связью:

а — кинематической; 6 — силовой; 1 — приводной валик; 2 — масляный насос; 3 — масляный аккумулятор; 4 — зубчатое колесо; 5 — сектор изменения предварительной деформации пружины; 6 — опора пружины; 7 — пружина; 8 — груз; 9 — муфта; 10 — граверса; 11 — рычаг жесткой обратной связи; 12 — поршень; 13 — золотник; 14 — шток

жидкости осуществляет золотник 13, связанный с муфтой чувствительного элемента. Шток 14 кинематически жестко связан с рейками топливных насосов.

Часто муфта 9 чувствительного элемента и золотник 13 серводвигателя представляют собой один узел (см. рис. 4.1, б).

При увеличении угловой скорости ω_p центробежная сила грузов 8 преодолевает усилие, создаваемое пружиной 7, и перемещает муфту 9 вверх. Верхняя полость серводвигателя при этом соединяется с центральной полостью золотника 13, куда из масляного аккумулятора 3 поступает масло высокого давления p_1 ($\approx 0,8$ МПа). Нижняя полость серводвигателя при этом оказывается связанной со сливным каналом, вследствие чего в нижней полости (под поршнем) устанавливается давление $p_2 < p_1$. Если S_p — рабочая площадь поршня серводвигателя, то перепад давлений $p_1 - p_2$ в его полостях создает перестановочное усилие $E_c = S_p (p_1 - p_2)$, используемое для перемещения рейки топливного насоса.

В некоторых регуляторах используется серводвигатель с дифференциальным поршнем 5 (рис. 4.2, а). Поршень находится в покое, если золотник 4 перекрывает проходное сечение канала 2.

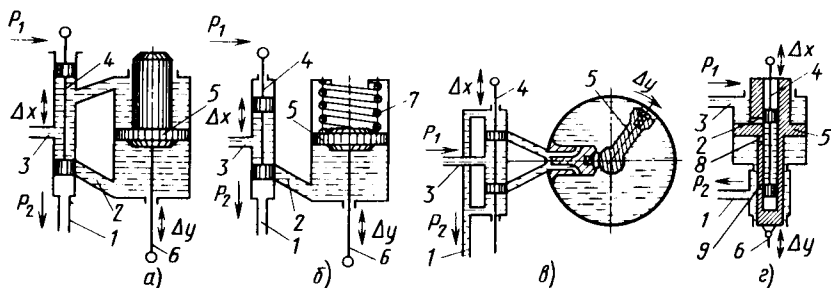


Рис. 4.2. Схемы серводвигателей:

а — с дифференциальным поршнем; б — простого действия; в — с поворотным поршнем; г — со следящим поршнем; 1—3, 8, 9 — масляные каналы; 4 — золотник; 5 — поршень; 6 — шток; 7 — пружина

При смещении золотника 4 вниз верхняя и нижняя полости серводвигателя заполняются маслом при высоком давлении p_1 . Так как существует разность рабочих площадей поршня $S_{п1}$ и $S_{п2}$, возникает перестановочное усилие $E_c = p_1 (S_{п2} - S_{п1})$, направленное вверх. При смещении золотника 4 вверх нижняя полость серводвигателя каналом 2 соединяется со сливом, и давление в ней понижается до p_2 . Вследствие этого на поршень серводвигателя будет действовать сила $E_c = p_1 S_{п1} - p_2 S_{п2}$, направленная вниз.

В серводвигателях простого действия (рис. 4.2, б) масло подводится только в нижнюю полость серводвигателя, а верхнюю его полость занимает пружина 7. Перестановочное усилие E_c , направленное вверх, возникает при смещении золотника 4 вниз; при этом $E_c = p_1 S_{п1} - by$, где b — жесткость пружины; y — ее деформация. При смещении золотника 4 вверх нижняя полость соединяется со сливом (давление p_2), поэтому появляется усилие $E_c = by - p_2 S_{п1}$, направленное вниз. В некоторых случаях удобно использовать серводвигатели с поворотным поршнем (рис. 4.2, в) или золотник, соосный с движением поршня (рис. 4.2, г).

Золотник 4, выполняющий функции органа управления серводвигателем, в своем движении связан с муфтой чувствительного элемента непосредственно (см. рис. 4.1, б) или системой соединительных элементов (см. рис. 4.1, а).

Для повышения чувствительности регулятора применяют специальные меры, уменьшающие силу трения золотника. Наиболее эффективным методом является вращение золотника или его втулки при работе регулятора.

Регуляторы непрямого действия, снабженные масляными серводвигателями, часто имеют изолированную масляную систему, и, следовательно, их оборудуют вспомогательными элементами, к числу которых относится масляный насос 2 (см. рис. 4.1), обычно шестеренного типа. Особые требования предъявляют к масляным насосам в реверсивных дизелях, так как подача масла независимо

от направления вращения зубчатых колес должна происходить в одном и том же направлении.

Постоянство давления рабочего масла при различных его расходах обеспечивается масляным аккумулятором 3. Определенная предварительная деформация его пружины задает давление масла, а суммарный объем над поршнем сглаживает его пульсацию. Излишки масла перепускаются в масляную ванну регулятора. В некоторых регуляторах с масляными серводвигателями нет автономной масляной системы и используется масло из масляной системы двигателя.

Для обеспечения устойчивой работы регуляторы непрямого действия оборудуются специальными стабилизирующими элементами, называемыми обратными связями. В зависимости от требований, предъявляемых к регулятору, обратные связи подразделяются на жесткие (кинематические и сложные), гибкие, или изодромные (кинематические и силовые), и комбинированные.

§ 4.3. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Регуляторы с жесткой обратной связью (см. рис. 4.1). Жесткой кинематической обратной связью в механизме регулятора непрямого действия является рычаг 11, связывающий движение муфты 9, золотника 13 и поршня 12 серводвигателя (см. рис. 4.1, а).

При увеличении угловой скорости вала двигателя муфта 9 перемещается вверх и поворачивает рычаг 11 по часовой стрелке относительно пока неподвижной точки А. Это вызывает смещение золотника 13 вверх, отчего масло под высоким давлением попадает в верхнюю полость цилиндра серводвигателя. Одновременно с этим нижняя полость соединяется со сливной системой. Поршень 12 (шток 14 и точка А) перемещается вниз (в сторону выключения подачи топлива), поворачивая рычаг 11 относительно точки С по часовой стрелке до тех пор, пока золотник 13 не перекроет маслопроводы и не остановит поршень 12 серводвигателя.

Регуляторы такого типа имеют статическую характеристику работы (см. рис. 3.20, б, в). Действительно, каждому нагрузочному режиму двигателя соответствует своя подача топлива, т. е. свое положение рейки топливного насоса и, следовательно, точки А (см. рис. 4.1). Точка В рычага 11, связанная с золотником 13, при любом равновесном режиме занимает одно и то же положение, в связи с чем при различных положениях точки А точка С рычага 11 должна занимать также разные положения, а это может быть только при различных скоростных режимах двигателя.

Эффект жесткой обратной связи можно получить воздействием в процессе работы на предварительную деформацию пружины регулятора (см. рис. 4.1, б). При увеличении угловой скорости грузов 8 пружина 7 деформируется, а золотник 13, выполненный

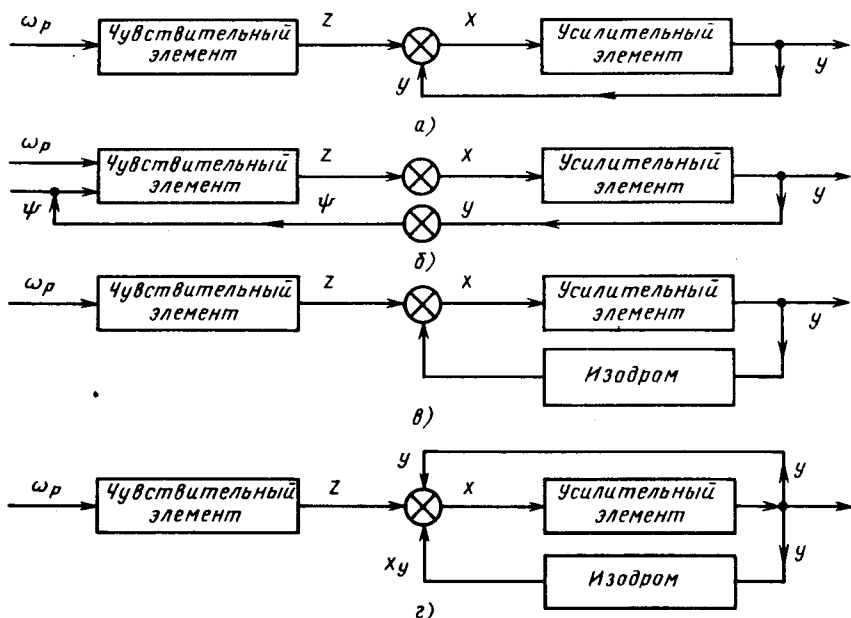


Рис. 4.3. Функциональные схемы автоматических регуляторов непрямого действия с обратными связями:

а — с жесткой кинематической; б — с жесткой силовой; в — с изодромной; г — с комбинированной

за одно целое с муфтой 9, перемещается вверх, вызывая перемещение поршня 12 серводвигателя вниз. Рычаг 11 жесткой обратной связи поворачивается по часовой стрелке относительно точки С, перемещает опору 6 и, увеличивая предварительную деформацию пружины 7, возвращает грузы 8 при новой угловой скорости в прежнее положение. Золотник 13 при этом перекрывает доступ маслу. Процесс регулирования на этом может прекратиться. Такую обратную связь обычно называют *жесткой силовой*.

В регуляторе с жесткой силовой обратной связью при всех установившихся скоростных режимах муфта чувствительного элемента занимает одно и то же положение, поэтому диапазоны перемещения грузов в процессе регулирования здесь меньше, чем в регуляторе на рис. 4.1, а, что является определенным преимуществом силовой обратной связи. Жесткая кинематическая обратная связь на функциональной схеме (рис. 4.3, а) изображается стрелкой, указывающей на то, что перемещение золотника x определяется не только перемещением z муфты, но и перемещением y поршня серводвигателя. Жесткая силовая обратная связь (рис. 4.3, б) создает воздействие y непосредственно на настройку ψ чувствительного элемента.

Регуляторы с гибкой обратной связью (изодромные). В тех случаях, когда при изменениях нагрузки автоматический регуля-

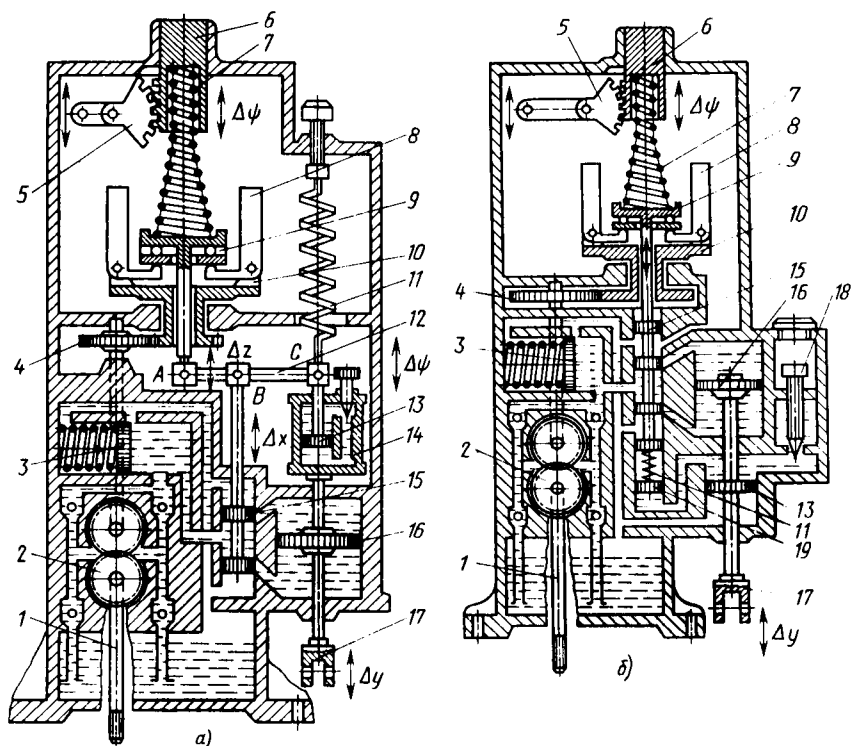


Рис. 4.4. Схемы автоматических регуляторов непрямого действия с гибкой (изодромной) обратной связью:

a — кинематической; *б* — силовой; 1 — приводной вал; 2 — масляный насос; 3 — масляный аккумулятор; 4 — зубчатое колесо; 5 — зубчатый сектор изменения предварительной деформации пружины; 6 — опора пружины; 7, 11 — пружины; 8 — груз; 9 — муфта; 10 — траверса; 12 — рычаг обратной связи; 13, 16 — поршни; 14 — изодром; 15 — золотник; 17 — шток; 18 — игла; 19 — корректор

тор (рис. 4.4) должен обеспечить строгое постоянство скоростного режима двигателя (АС на рис. 2.3), используется гибкая обратная связь, называемая обычно *изодромной*.

В систему изодромной кинематической обратной связи вводится упругое звено — пружина 11 (рис. 4.4, *a*), связанная с одной стороны с неподвижным упором, с другой — с поршнем 13 изодрома 14. Изодром, выполненный в виде катаракта, обеспечивает сопротивление, пропорциональное скорости движения поршня 13 в своем цилиндре. Цилиндр жестко связан с поршнем 16 серводвигателя. Рычаг 12 обратной связи соединяет муфту 9 регулятора, шток золотника 15 и шток поршня 13.

В зависимости от заданной нагрузки поршень 16 и шток 17, связанный с рейкой, при установившихся режимах занимают различные положения, в то время как по завершению переходного процесса точка *C* пружины 11 всегда возвращается в свое исход-

ное положение. Так как точка *В* рычага *12* на всех установившихся режимах также всегда занимает одно и то же положение, то и точка *А*, связанная с муфтой *9* чувствительного элемента, должна при всех установившихся режимах занимать одно и то же положение, что при постоянстве положения опоры *6* может быть только при одной и той же заданной (опорой *6*) угловой скорости. Следствием такой работы регулятора являются регуляторная характеристика *3* на рис. 2.3.

Во многих изодромных регуляторах используют *гибкие силовые обратные связи*. Такой регулятор (рис. 4.4, б) имеет поршень *13* изодрома и корректор *19*, а также дросселирующую иглу *18*. При увеличении угловой скорости грузов *8* муфта *9* и золотник *15* переместятся вверх, вследствие чего масло под высоким давлением из масляного аккумулятора *3* поступит в верхнюю полость серводвигателя. Нижняя полость окажется при этом соединенной со сливной магистралью, и поршень *16* начнет перемещаться вниз. С ним жестко связан поршень *13* изодрома, при перемещении которого вниз создается разрежение в полости под корректором *19*. Пружина *11* растягивается и создает усилие, возвращающее золотник в исходное положение. Новый равновесный режим при новом положении поршня *16* (при новой нагрузке) может установиться только при возвращении золотника *15* в исходное положение, когда маслопроводы, подводящие масло к серводвигателю, перекрыты. При этом пружина корректора *19* оказывается не нагруженной, так как масло из масляной ванны регулятора может подсасываться в полость под корректором *19* через канал, задросселированный иглой *18*, или, наоборот, при избыточном давлении (когда поршень *13* перемещается вверх) может перепускаться в масляную ванну.

Функциональная схема изодромного регулятора показана на рис. 4.3, в.

Регуляторы с комбинированной обратной связью. Двигатели внутреннего сгорания во многих случаях включаются в параллельную работу (см. рис. 2.30). Экономичность работы подобной силовой установки повышается, если, например, суммарная нагрузка одинаковых двигателей *1* и *2* (см. рис. 2.30, а) в известном диапазоне ее изменения распределяется между ними равномерно. Для этого необходимо, чтобы регуляторные характеристики двигателей имели определенный статизм ($\delta > 0$) и по возможности точно совпадали на всех режимах. В связи с этим от чисто изодромных регуляторов приходится отказываться и вводить в их конструкцию приспособления, обеспечивающие статизм регуляторной характеристики при малой, так называемой *остаточной* неравномерности работы. С этой целью в конструкцию изодромного регулятора дополнительно вводят жесткую обратную связь, кинематическую (рис. 4.5, а) или силовую (рис. 4.5, б).

Функцию жесткой кинематической обратной связи выполняет рычаг *11* (см. рис. 4.5, а), изменяющий положение точки *Н* пружины

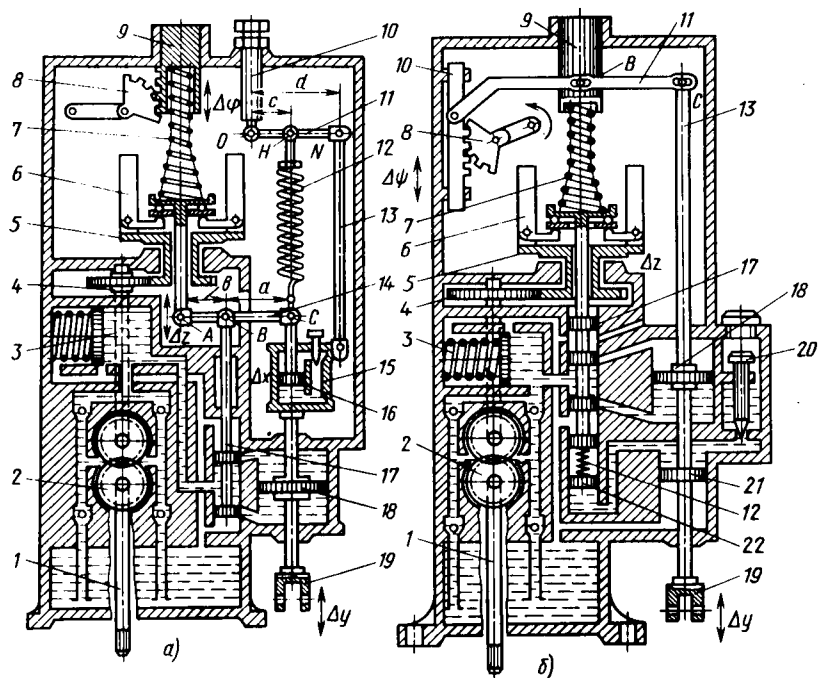


Рис. 4.5. Схемы автоматических регуляторов непрямого действия с комбинированными обратными связями:

а — кинематическими; *б* — силовыми; 1 — приводной вал; 2 — масляный насос; 3 — масляный аккумулятор; 4 — зубчатое колесо; 5 — траверса; 6 — груз; 7, 12 — пружины; 8 — зубчатый сектор; 9, 10 — опоры; 11, 14 — рычаги; 13 — тяга; 15 — катаракт; 16, 18, 21, 22 — поршни; 17 — золотник; 19 — шток; 20 — игла

изодрома в зависимости от нагрузки двигателя. В равновесных режимах точка *С* при различных положениях точки *Н* также занимает различные положения. Точка *В* в равновесном режиме всегда занимает одно и то же положение, поэтому и точка *А* рычага 14, связанная с муфтой, должна занимать положения, соответствующие различным положениям точки *С* и, следовательно, различным значениям угловой скорости грузов 6. Это и обеспечивает определенный статизм регуляторной характеристики. Эффект воздействия жесткой обратной связи, т. е. наклоны регуляторных характеристик, может быть изменен путем изменения соотношения плеч *с* и *д* рычага 11. При $c = 0$ регулятор становится чисто изодромным и, наоборот, при $c = d$ действие гибкой обратной связи прекращается, и регулятор получает лишь одну жесткую обратную связь.

Силовыми обратными связями оборудован регулятор, схема которого показана на рис. 4.5, б. Функциональная схема автоматического регулятора непрямого действия с комбинированной обратной связью приведена на рис. 4.3, а.

§ 4.4. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И НАГРУЗКИ

Установка современных дизель-генераторов на тепловозах с электропередачей потребовала создания автоматических регуляторов, объединяющих регулирование угловой скорости коленчатого вала двигателя и его нагрузки (рис. 4.6). Такой регулятор состоит из двух связанных между собой частей: регулятора частоты вращения и регулятора мощности. При увеличении нагрузки и, следовательно, уменьшении угловой скорости коленчатого вала муфта-золотник 32 опустится на столько, что полость *a* справа от буферного поршня 34 соединится с маслом под высоким давлением, подаваемым насосом 33 через масляные аккумуляторы 30. Поршень 34 под действием перепада давлений в полостях *a* и *б* смещается влево, и масло вытесняется в полость под поршнем 2 силового серводвигателя 5. Поршень 2 поднимается, и рейки

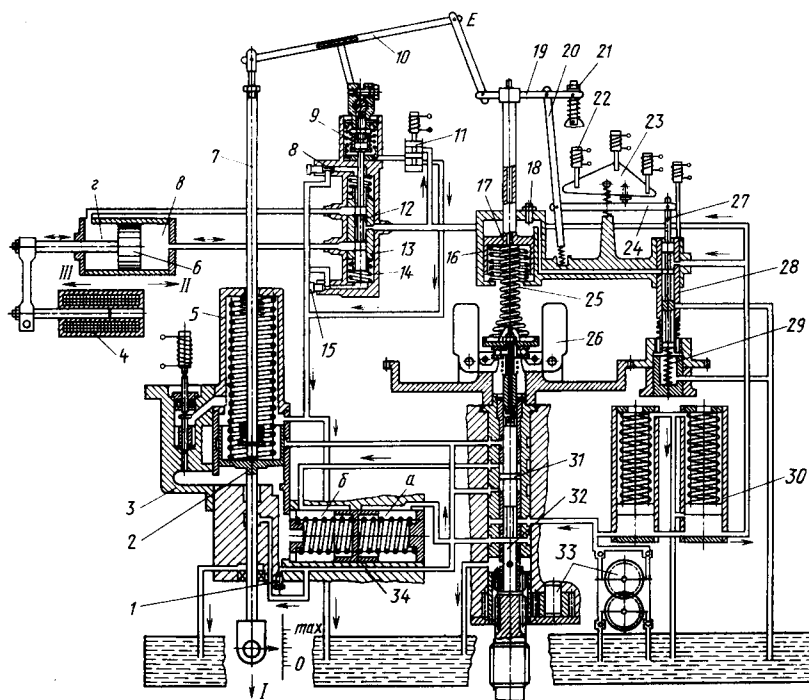


Рис. 4.6. Автоматический регулятор непрямого действия частоты вращения и нагрузки тепловозных дизелей:

1, 8 и 15 — иглы; 2, 6, 17, 31, 32 и 34 — поршни; 3 — стоп-устройство; 4 — индуктивный датчик; 5, 16 — серводвигатели; 7 — верхний шток; 9 — тарелка; 10, 20, 24 — рычаги; 11 — клапан отключающего устройства при буксовании; 12, 27 — золотники; 13, 28 — золотниковые втулки; 14, 25, 29 — пружины; 18 — винт установки минимального скоростного режима; 19 — рычаг жесткой обратной связи; 21 — узел регулирования максимального скоростного режима; 22 — электромагнит; 23 — пластина механизма управления; 26 — груз; 30 — масляный аккумулятор; 33 — масляный насос; I — к рейкам топливных насосов; II — на уменьшение нагрузки; III — на увеличение нагрузки

топливных насосов переместятся в сторону увеличения цикловой подачи топлива. При резком уменьшении угловой скорости грузов и быстром открытии каналов связи аккумулятор 30 с полостью *а* поршень 34 может сместиться влево до упора. При этом полости *а* и *б* соединятся непосредственно, что ускорит перемещения поршня 2 и, следовательно, сократит время переходного процесса.

Муфта-золотник имеет поршень 31, выполняющий функцию гибкой силовой обратной связи (изодрома) так же, как и поршень 22 на рис. 4.5, *б*. Полость над поршнем 31 (см. рис. 4.6) связана с полостью *б*, а полость под поршнем — с полостью *а*. Таким образом, перепад давлений в полостях *а* и *б* воспринимается поршнем 31, в связи с чем появляется дополнительная сила, суммирующая с усилием пружины 25. Под действием суммарного усилия преодолевается поддерживающая сила грузов 26, и поршень 32 перекрывает масляные каналы. За счет перепуска масла через дросселирующую иглу 1 изодрома перепад давлений в полостях *а* и *б* постепенно исчезнет, в связи с чем процесс регулирования продолжится до тех пор, пока при новой нагрузке (новом положении поршня 2) не восстановится прежний скоростной режим (поршень 32 займет исходное положение).

Регулятор оборудован устройством 11 для автоматической установки узла регулирования мощности в положение разгрузки (минимального возбуждения) при буксовании или при трогании с места.

Работа дизеля в режиме полной мощности (расчетном режиме) является наиболее экономичной. Однако мощность сохранится постоянной только в том случае, когда постоянно произведение силы тока, потребляемого тяговыми двигателями тепловоза, на его напряжение. Так как при изменении нагрузки на тяговые двигатели (например, при изменении профиля пути) меняется сила тока, то соответственно должно изменяться и напряжение.

Пусть нагрузка на дизель снизится. Вследствие увеличения угловой скорости грузов 26 поршень 2 переместится вниз (в сторону уменьшения подачи топлива). Вслед за поршнем 2 опустится левый конец рычага 10 и последний повернется против часовой стрелки относительно точки *Е*. Рычаг 10, связанный тягой с золотником 12, опустится вниз и пропустит масло под высоким давлением из аккумулятора 30 в полость *в* справа от поршня 6 серводвигателя. Под действием перепада давлений в полостях *в* и *г* поршень 6 переместится влево, и вместе с ним сместится влево якорь индуктивного датчика 4, вследствие чего увеличится возбуждение генератора. При сливе масла из полости *г* в верхней полости золотника 12 поднимется давление (за счет наличия иглы 8 дросселя), под действием которого подвижная втулка опустится вниз, сжимая пружины 14. Это перемещение втулки равносильно действию жесткой обратной связи, так как в результате такого перемещения совмещаются масляные каналы полостей *в* и *г* с поршнями золотником 12.

Перемещение якоря датчика 4 влево приводит к увеличению нагрузки на генератор, а следовательно, и на дизель. Вследствие этого снизится угловая скорость грузов 26, поршень 2 сместится вверх (в сторону увеличения подачи топлива), в результате чего восстановится прежнее положение золотника 12 и втулки 13 при положении поршня 6 и, следовательно, якоря датчика 4. Увеличение вследствие этого нагрузки на генератор восстановит нагрузку на дизель.

Регулирование мощности обеспечивает работу силовой установки с наибольшим КПД путем перевода работы двигателя на соответствующие скоростные режимы.

§ 4.5. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕГУЛЯТОРА

При выборе размеров рабочих органов регуляторов рекомендуется пользоваться понятием *работоспособности* $R = E_c y_n$ регулятора, где E_c — средняя за ход сила, развиваемая серводвигателем; y_n — ход поршня серводвигателя от нулевой подачи топлива до подачи на номинальном режиме.

Потребное значение работоспособности определяется по формуле

$$R = k \lambda_n i_d V_h,$$

где k — коэффициент, выбираемый для регуляторов непрямого действия в пределах 150—300; λ_n — степень наддува; $i_d V_h$ — литраж двигателя. Значение работоспособности R дает возможность подобрать для двигателя регулятор непрямого действия из унифицированного размерного ряда (пяти размерностей). Каждой размерности соответствует определенное значение работоспособности. Так, при 1-й размерности $R = 1$ Н·м, при 2-й — 3 Н·м, при 3-й — 10 Н·м, при 4-й — 15—30 Н·м, при 5-й — 54 Н·м.

Объем V_c , проходимый поршнем серводвигателя, следует определять по формуле

$$V_c = 2R / (\kappa_n p_m),$$

где κ_n — число управляемых полостей серводвигателя; p_m — рабочее давление масла. Для серводвигателя двойного действия (см. рис. 4.5) $\kappa_n = 2$; для серводвигателя, показанного на рис. 4.6, $\kappa_n = 1$.

Номинальный ход поршня серводвигателя можно оценить по эмпирической формуле $y_n = (0,4 \div 0,6) \sqrt[3]{V_c}$, причем конструкция серводвигателя должна предусматривать больший диапазон перемещения поршня: $y_k = (1,6 \div 2,0) y_n$. Целесообразно размеры механизма связи топливного насоса с регулятором выбирать таким образом, чтобы передаточное отношение обеспечивало перемещение поршня серводвигателя при полном сбросе нагрузки в пределах 7—12 мм.

Зная V_c и y_n , можно определить и рабочую площадь поршня серводвигателя: $S_n = V_c/y_n$. Если серводвигатель выбирают с дифференциальным поршнем (см. рис. 4.2, а), то S_n — площадь поршня по наибольшему диаметру, а меньшая площадь поршня выбирается из условия $S_{мп} \approx S_n/2$.

Наиболее часто давление рабочего масла p_m в автономной масляной системе регулятора поддерживается в пределах 0,5—0,8 МПа, поэтому перестановочное усилие, развиваемое серводвигателем, определяется произведением $E_c = S_n p_m$. Значение E_c должно удовлетворять условию $E_c > E_{ном}$, где $E_{ном}$ определяется формулой (3.20).

Диаметр золотника $d_a > (0,35 \div 0,45) \sqrt[3]{V_c}$. Конструктивный ход золотника x_a может быть выбран в пределах $(0,15—0,30) d_a$.

Зная размеры серводвигателя и золотника, а также определив их перемещения, можно приступить к расчету чувствительного элемента. Восстанавливающую силу чувствительного элемента предварительно оценивают по соотношению $E = (35 \div 85) d_a^2 H$. Дальнейший расчет не имеет принципиальных отличий от статического расчета чувствительных элементов регуляторов прямого действия.

Объемная производительность V_n насоса в регуляторе должна быть подобрана из условия обеспечения заполнения объема V_c серводвигателя при перемещении поршня от полной подачи топлива до выключения за время $t_n = 0,5 \div 0,1$ с. В этом случае секундная производительность насоса $V_{нс} = V_c/t_n$, а подача масла за один оборот зубчатого колеса насоса $V_{н.об} = 60 V_{нс}/n_p$, где n_p — частота вращения приводного валика регулятора. Если подобраны размеры насоса (диаметр d_0 начальной окружности зубчатых колес и модуль m зубчатого зацепления), то при известном значении коэффициента подачи насоса ($\eta_{вн} \approx 0,8$) необходимая ширина зубчатых колес $b_n = V_{н.об} / (2\pi d_0 m \eta_{вн})$.

Наиболее ответственными для работы масляной системы являются режим пуска и минимальная частота вращения, при которой должно быть обеспечено заполнение маслом объема серводвигателя V_c за установленный интервал времени t_n . Частоту вращения в режиме пуска можно определить из отношения $n_p = V_c/V_{н.об}$; при этом необходимо стремиться к тому, чтобы $n_p < 5$ 1/мин. Объем масляного аккумулятора должен в 5—8 раз превышать рабочий объем серводвигателя. Если D_a — диаметр внутренней полости аккумулятора, то ход поршня аккумулятора $H_a = 4V_a/(\pi D_a^2)$.

При заданном давлении масла p_m усилие пружин аккумулятора при максимальной деформации должно составить $P_{м max} = 0,25\pi D_a^2 p_m$. При перемещении поршня аккумулятора, равном H_a , усилие пружины уменьшится, что приведет к соответствующему снижению давления масла. Однако это снижение должно быть ограничено и определяться степенью неравномерности δ_a

аккумулятора ($\approx 30\%$). В этом случае $p_{\text{м min}} = p_{\text{м max}} (1 - \delta_a/100)$, а жесткость пружины аккумулятора $b_a = (p_{\text{м max}} - p_{\text{м min}})/H_a$ дает возможность рассчитать пружину (или пружины) по известной методике.

§ 4.6. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ И РЕГУЛЯТОРОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Усилительные элементы. Усилия, развиваемые серводвигателями, обычно значительно превосходят усилия, требуемые для перестановки органов управления (реек топливных насосов), поэтому в последующих рассуждениях усилия, необходимые для перестановки органов управления, с достаточной степенью точности можно не учитывать.

В этих условиях перемещение поршня серводвигателя полностью определяется количеством рабочей жидкости, прошедшей за элементарный интервал времени dt через эффективное сечение $\mu_a f_a$ окна, открываемого золотником. Если Δp_m — перепад давления, появляющийся в процессе работы в полостях серводвигателя, а S_n — рабочая площадь его поршня, то уравнение неразрывности потока жидкости имеет вид

$$S_n dy = \mu_a f_a \sqrt{2\Delta p_m / \rho_m} dt, \quad (4.1)$$

где dy — элементарное перемещение поршня серводвигателя.

Перепад давления в полостях серводвигателя Δp_m может быть определен в виде разности давления рабочей жидкости в аккумуляторе и давления p_0 окружающей среды и принят постоянным для всех режимов работы серводвигателя.

Проподное сечение $\mu_a f_a$ масляных каналов, соединяющих золотник с серводвигателем, определяется конструкцией этих окон (прямоугольные, круглые) и смещением Δx_a золотника из среднего положения. Предполагаем, что высота поршня золотника точно соответствует высоте окна масляного канала, а зона насыщения находится вне пределов рабочих положений золотника. С учетом сказанного $\mu_a f_a = f(\Delta x_a)$, поэтому после разложения в ряд и линеаризации получим

$$\mu_a f_a = (d\mu_a f_a / dx_a) \Delta x_a. \quad (4.2)$$

Подстановка выражения (4.2) в уравнение (4.1) и переход к относительным координатам

$$\lambda = \Delta y / y_0 \text{ и } \xi = \Delta x_a / x_{a0} \quad (4.3)$$

приводят уравнение (4.1) к виду

$$T_c (d\lambda / dt) = \xi, \quad (4.4)$$

где время серводвигателя

$$T_c = S_n y_0 / \sqrt{(2\Delta p_m / \rho_m) (d\mu_a f_a / dx_a) x_{a0}}$$

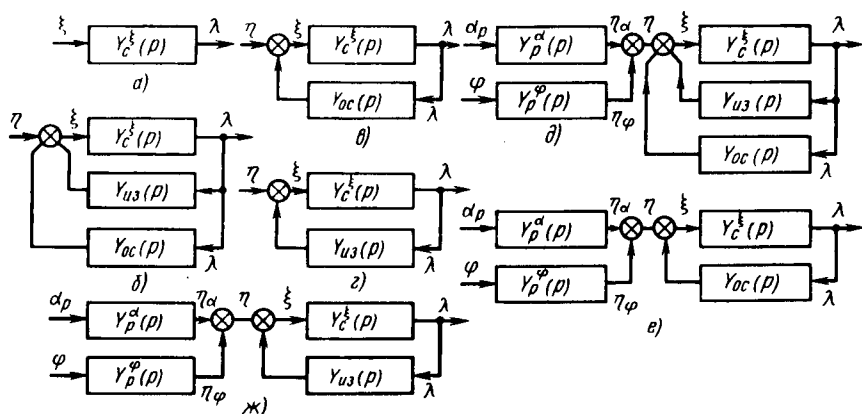


Рис. 4.7. Структурные схемы серводвигателей (а, б, в, г) и регуляторов непрямого действия (д, е, ж):

а — без обратной связи; б, в — с комбинированной обратной связью; в, е — с жесткой; г, ж — с изодромной

характеризует его инерционность (пропорционально рабочей площади поршня).

В операторной форме записи уравнение (4.4) имеет вид

$$d_c(p) \lambda = \xi, \quad (4.5)$$

где собственный оператор серводвигателя

$$d_c(p) = T_c p. \quad (4.6)$$

Разделив оба члена уравнения (4.6) на собственный оператор, можно получить

$$\lambda = Y_c^\xi(p) \xi, \quad (4.7)$$

где передаточная функция серводвигателя

$$Y_c^\xi(p) = 1/d_c(p) = 1/(T_c p) \quad (4.8)$$

дает возможность построить структурную схему такого серводвигателя (рис. 4.7, а).

Однако серводвигатель не может обеспечить устойчивую работу регулятора, так как при малейшем смещении золотника из среднего положения поршень серводвигателя перемещается в одно из своих крайних положений до упора. Поэтому серводвигатели в регуляторах дополняются стабилизирующими обратными связями, а уравнения (4.4) или (4.6) должны рассматриваться совместно с уравнениями этих связей. Так, например, в регуляторах, оборудованных комбинированной кинематической обратной связью (см. рис. 4.5, а), перемещение золотника 17 определяется разностью

$$\Delta x_s = (BC/AC) \Delta z - (AB/AC) \Delta s,$$

где Δs — перемещение точки С рычага AC.

После перехода к относительным координатам (4.3), а также к координатам

$$\eta = \Delta z/z_0 \text{ и } \psi = \Delta s/s_0 \quad (4.9)$$

получим

$$\xi = [BCz_0/(ACx_{30})] \eta - [ABs_0/(ACx_{30})] \psi.$$

Координаты z_0 и x_{30} установившегося режима можно подобрать так, чтобы выполнялось условие $BCz_0/(ACx_{30}) = 1$, и тогда

$$\xi = \eta - [ABs_0/(ACx_{30})] \psi. \quad (4.10)$$

Перемещение Δs точки C определяется разностью $\Delta s = \Delta y - \Delta l$ перемещения Δy корпуса катаракта 15 (см. рис. 4.5, а) и относительного перемещения Δl поршня 16 катаракта. В процессе работы механизма точка H опоры пружины смещается на величину $\Delta s_1 = (c/d) \Delta y$. Так как $\Delta s \neq \Delta s_1$, то пружина изодрома деформируется на величину $\Delta s_2 = \Delta s - \Delta s_1$. Если пренебречь приведенной массой изодрома (вследствие малости), то уравнение его равновесия $R_k + R_{из} = 0$, где $R_k = \Phi_{из} (d \Delta l/dt) -$ усилие, развиваемое катарактом 15; $\Phi_{из}$ — фактор торможения изодрома; $R_{из} = b_{из} \Delta s_2$ — усилие пружины 12 и $b_{из}$ — ее жесткость. Следовательно,

$$b_{из} [\Delta s - (c/d) \Delta y] + \Phi_{из} [d (\Delta s - \Delta y)/dt] = 0.$$

Полученное уравнение после перехода к относительным координатам (4.9) и к координате $\lambda = \Delta y/y_0$ приводится к виду

$$\psi = (T_{из} p + c/d) y_0 \lambda / [(T_{из} p + 1) s_0], \quad (4.11)$$

где время изодрома

$$T_{из} = \Phi_{из} / b_{из}. \quad (4.12)$$

Перемещение Δs (ψ) точки C является внутренней координатой серводвигателя с комбинированной обратной связью, поэтому подстановкой выражения (4.11) в формулу (4.10) может быть исключено. Это дает

$$\xi = \eta - (T_{из} \beta_{из} p + k_c) \lambda / (T_{из} p + 1), \quad (4.13)$$

где

$$\beta_{из} = AB y_0 / (AC x_{30}); \quad k_c = AB y_0 c / (AC x_{30} d) \quad (4.14)$$

или

$$\xi = \eta - Y_{из} (p) \lambda - Y_{ос} (p) \lambda, \quad (4.15)$$

где передаточные функции соответственно изодромной и жесткой обратных связей:

$$\left. \begin{aligned} Y_{из} (p) &= T_{из} \beta_{из} p / (T_{из} p + 1); \\ Y_{ос} (p) &= k_c / (T_{из} p + 1). \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

Подстановка выражения (4.15) в уравнение (4.7) приводит последнее к виду

$$\lambda = Y_c^{\xi}(p)[\eta - Y_{из}(p)\lambda - Y_{ос}(p)\lambda], \quad (4.17)$$

раскрывающему возможность построения структурной схемы серводвигателя с комбинированной обратной связью (см. рис. 4.7, б).

С учетом выражений (4.8) и (4.16) уравнение (4.17) можно представить в виде

$$T_c T_{из} (d^2 \lambda / dt^2) + (T_c + \beta_{из} T_{из}) (d\lambda / dt) + k_c \lambda = T_{из} (d\eta / dt) + \eta \quad (4.18)$$

или в операторной форме

$$d_c(p) \lambda = u_c(p) \eta, \quad (4.19)$$

где собственный оператор и оператор воздействия

$$\left. \begin{aligned} d_c(p) &= T_c T_{из} p^2 + (T_c + \beta_{из} T_{из}) p + k_c; \\ u_c(p) &= T_{из} p + 1. \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

Уравнение (4.18) является наиболее общим для серводвигателей с различными обратными связями. Действительно, при $c = 0$ (см. рис. 4.5, а) комбинированная обратная связь становится изодромной. В этом случае в соответствии с выражением (4.14) $k_c = 0$, и тогда дифференциальное уравнение серводвигателя с изодромной обратной связью получает вид

$$T_c T_{из} (d^2 \lambda / dt^2) + (T_c + \beta_{из} T_{из}) (d\lambda / dt) = T_{из} (d\eta / dt) + \eta. \quad (4.21)$$

Так как в данном случае и $Y_{ос}(p) = 0$, то структурная схема серводвигателя с изодромной обратной связью получает вид, показанный на рис. 4.7, г. Если серводвигатель оборудован только жесткой обратной связью, то применительно к схеме, показанной на рис. 4.5, а, это равносильно принятию условия $b_{из} \rightarrow \infty$, что в соответствии с выражением (4.12) приводит к условию $T_{из} = 0$. С учетом этого условия уравнение (4.18) для серводвигателя с жесткой обратной связью получает вид

$$T_c (d\lambda / dt) + k_c \lambda = \eta \quad (4.22)$$

с собственным оператором и оператором воздействия

$$d_c(p) = T_c p + k_c; \quad u_c(p) = 1. \quad (4.23)$$

Так как в этом случае и $Y_{из}(p) = 0$, то структурная схема серводвигателя с жесткой обратной связью получает вид, показанный на рис. 4.7, в.

В серводвигателе со следящим поршнем (см. рис. 4.2, г) жесткая обратная связь обеспечивается самой конструкцией связи поршня с золотником. Площадь проходного сечения $\mu_3 f_3$ у золотника зависит в этом случае от перемещения x_3 золотника и перемещения y серводвигателя. Так как $\mu_3 f_3 = f(x_3; y)$, то после разложения в ряд и линеаризации получим

$$\mu_3 f_3 = (\partial \mu_3 f_3 / \partial x_3) \Delta x_3 - (\partial \mu_3 f_3 / \partial y) \Delta y.$$

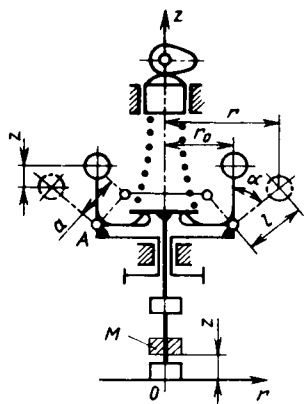


Рис. 4.8. Схема чувствительного элемента частоты вращения

Подстановка этого выражения в уравнение (4.1) вместо (4.2) после ряда преобразований приводит к уравнению (4.22). Если принять $x_{30} = y_0$, то $k_c = 1$.

Если же у серводвигателя обратные связи отсутствуют, то $k_c = 0$ и $T_{из} = 0$, что дает уравнение серводвигателя без обратной связи

$$T_c (d\lambda/dt) = \eta \quad (4.24)$$

или с учетом выражения (4.6)

$$d_c(p) \lambda = \eta. \quad (4.25)$$

Структурная схема такого серводвигателя показана на рис. 4.7, а при $\xi = \eta$.

Чувствительный элемент частоты вращения. Для оценки динамических свойств чувствительного элемента вращения регулятора непрямого действия (рис. 4.8) можно воспользоваться дифференциальными уравнениями (3.43) или (3.44). При наличии силовых обратных связей в этих уравнениях дополнительно учитываются усилия, с которыми обратная связь воздействует на чувствительный элемент.

Для получения дифференциального уравнения чувствительного элемента можно также воспользоваться уравнением Лагранжа 2-го рода, пригодного для получения дифференциального уравнения любого элемента САР.

Уравнение Лагранжа 2-го рода имеет вид

$$d(\partial T / \partial \dot{x}_i) / dt - \partial T / \partial x_i = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4.26)$$

где T — кинетическая энергия элемента, определяемая выражением:

$$T = \sum_{i=1}^{i=n} m_i (\dot{x}_i)^2 / 2; \quad (4.27)$$

x_i — обобщенная i -я координата; Q — обобщенные силы, определяемые алгебраической суммой:

$$Q_i = -\partial \Pi / \partial x_i + \partial R / \partial \dot{x}_i + f_i(t). \quad (4.28)$$

Здесь Π — потенциальная энергия элемента, являющаяся функцией обобщенной координаты; R — диссипативная функция, характеризующая рассеяние энергии в элементе, зависящая от обобщенных скоростей и определяемая по формуле:

$$Q_{Ri} = \partial R / \partial \dot{x}_i = -k_i f(x_i) | \dot{x}_i | / \dot{x}_i. \quad (4.29)$$

Если в элементе энергия расходуется на преодоление сил трения без смазочного материала, то $f(x_i) = 1$; если в элементе

преодолеваются силы вязкого (гидравлического) трения, то $f(x'_i) = x'_i$.

Обобщенной координатой x_i чувствительного элемента (см. рис. 4.8) является перемещение $z = x_i$ муфты вдоль оси Oz (Ox). Так как конструктивные размеры чувствительного элемента известны, то текущий радиус вращения грузов

$$r = r_0 + l \sin \alpha \quad (4.30)$$

и перемещение муфты

$$z = a \sin \alpha. \quad (4.31)$$

Кинетические энергии чувствительного элемента

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \quad (4.32)$$

Здесь T_1 — энергия вращения двух грузов вокруг оси Oz , определяемая соотношением $T_1 = 2m\omega^2 r^2/2$ (два груза, каждый массой m). Так как $\sin \alpha = z/a$, то с учетом выражения (4.30) получим

$$T_1 = m\omega^2 [r_0 + (l/a) z]^2; \quad (4.33)$$

T_2 — кинетическая энергия поворота грузов вокруг точки A по дуге окружности радиуса l_i со скоростью $v_i = l (d\alpha/dt) = l\alpha'$. Так как $\alpha = \arcsin(z/a)$, то

$$T_2 = 2m (l\alpha')^2/2 = ml^2 (z')^2/(a^2 - z^2); \quad (4.34)$$

T_3 — кинетическая энергия массы M , движущейся вдоль оси Oz (муфта, золотник, часть пружины), определяемая выражением:

$$T_3 = M (z')^2/2. \quad (4.35)$$

Подстановка соотношений (4.33)—(4.35) в формулу (4.32) дает

$$T = m\omega^2 [r_0 + (l/a) z]^2 + ml (z')^2/(a^2 - z^2) + M (z')^2/2. \quad (4.36)$$

Следовательно,

$$\partial T/\partial z' = 2ml^2 z'/(a^2 - z^2) + Mz'; \quad (4.37)$$

$$\partial T/\partial z = 2m (l/a) [r_0 + (l/a) z] \omega^2 + 2ml^2 z (z')^2/(a^2 - z^2)^2; \quad (4.38)$$

$$d(\partial T/\partial z')/dt = [M + 2ml^2/(a^2 - z^2)] z'' - [4ml^2 z/(a^2 - z^2)^2] (z')^2. \quad (4.39)$$

Потенциальная энергия чувствительного элемента также имеет три слагаемых:

$$П = П_1 + П_2 + П_3. \quad (4.40)$$

Здесь $П_1$ — потенциальная энергия масс M , движущихся вдоль оси:

$$П_1 = Mgz; \quad (4.41)$$

Π_2 — потенциальная энергия грузов в положении после поворота плеча l на угол α , определяемая выражением:

$$\Pi_2 = 2mgl \cos \alpha = 2mgl \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$$

или, с учетом уравнения (4.31), формулой

$$\Pi_2 = 2mgl \sqrt{a^2 - z^2}/a; \quad (4.42)$$

Π_3 — потенциальная энергия деформации пружины; если $E_0(\psi)$ — усилие предварительной деформации пружины, зависящее во всережимном регуляторе от положения ψ органа управления, а b — ее жесткость, то при постоянной жесткости

$$\Pi_3 = E_0(\psi) z + bz^2/2. \quad (4.43)$$

Силы трения без смазочного материала в чувствительных элементах рассматриваемого типа чрезвычайно малы и ими можно пренебречь, поэтому диссипативную силу можно представить произведением

$$Q_R = -\partial z'. \quad (4.44)$$

В соответствии с выражением (4.28) должны быть определены производные потенциальной энергии по обобщенной координате

$$\partial \Pi / \partial z = \partial \Pi_1 / \partial z + \partial \Pi_2 / \partial z + \partial \Pi_3 / \partial z \quad (4.45)$$

или с учетом выражений (4.41)—(4.43) уравнением

$$\partial \Pi / \partial z = Mg + E_0(\psi) + [b - 2mgl/(a \sqrt{a^2 - z^2})] z. \quad (4.46)$$

Подстановка выражений (4.38), (4.39), (4.44) и (4.46) в уравнение (4.26) приводит последнее к виду

$$\begin{aligned} [M + 2ml^2/(a^2 - z^2)] z'' - [6ml^2 z/(a^2 - z^2)^2] (z')^2 + \partial z' + \\ + [b - 2mgl/(a \sqrt{a^2 - z^2})] z = 2m(l/a)[r_0 + (l/a)z] \omega^2 - \\ - Mg - E_0(\psi). \end{aligned} \quad (4.47)$$

Таким образом, получено нелинейное неоднородное дифференциальное уравнение 2-го порядка.

Для нахождения на его основе соответствующего линейного дифференциального уравнения следует перейти к малым отклонениям от заданного равновесного режима (z_0 ; ω_0) так, что

$$z = z_0 + \Delta z; \quad \omega = \omega_0 + \Delta \omega; \quad \psi = \psi_0 + \Delta \psi, \quad (4.48)$$

а коэффициенты дифференциального уравнения разложить в ряд Тейлора с сохранением лишь первых производных.

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} a_2(z) &= M + 2ml^2/(a^2 - z^2); \\ a_1(z) &= 6ml^2 z/(a^2 - z^2)^2; \\ a_0(z) &= \partial; \\ C(z) &= b - 2mgl/(a \sqrt{a^2 - z^2}); \\ b(z; \omega) &= 2ml[r_0 + (l/a)z] \omega^2/a. \end{aligned} \right\} \quad (4.49)$$

Разложение в ряд Тейлора после линеаризации получит вид:

$$\left. \begin{aligned} a_2(z) &= a_2(z_0) + [da_2(z)/dz]_0 \Delta z; \\ a_1(z) &= a_1(z_0) + [da_1(z)/dz]_0 \Delta z; \\ c(z) &= c(z_0) + [dc(z)/dz]_0 \Delta z; \\ b(z; \omega) &= b(z_0; \omega_0) + [db(z; \omega)/dz]_0 \Delta z + \\ &\quad + [\partial b(z; \omega)/\partial \omega]_0 \Delta \omega. \end{aligned} \right\} \quad (4.50)$$

Так как $z'' = \Delta z''$; $z' = \Delta z'$; $E(\psi) = E_0(\psi_0) + [\partial E(\psi)/\partial \psi]_0 \Delta \psi$, то подстановка соотношений (4.50) в уравнение (4.47) с учетом выражений (4.48) и (4.49) дает

$$\begin{aligned} &a_2(z_0) \Delta z'' - a_1(z_0) (\Delta z')^2 + \vartheta \Delta z' + \\ &\quad + c(z_0) (z_0 + \Delta z) = b(z_0; \omega_0) + \\ &\quad + [\partial b(z; \omega)/\partial z]_0 \Delta z + [\partial b(z; \omega)/\partial \omega]_0 \Delta \omega - \\ &\quad - [da_2(z)/dz]_0 \Delta z \Delta z'' + [da_1(z)/dz]_0 \Delta z (\Delta z')^2 - \\ &\quad - [dc(z)/dz]_0 \Delta z (z_0 + \Delta z) - Mg - E_0(\psi_0) - [dE(\psi)/d\psi]_0 \Delta \psi. \end{aligned} \quad (4.51)$$

В полученном уравнении члены $a_1(z_0) (\Delta z')^2$; $[da_2(z)/dz]_0 \Delta z \Delta z''$; $[da_1(z)/dz]_0 \Delta z (\Delta z')^2$; $[dc(z)/dz]_0 \Delta z^2$ имеют следующий порядок малости, в связи с чем ими можно пренебречь.

Кроме того, условие статического равновесия при $z_0 = \text{const}$, когда $\Delta z'' = \Delta z' = \Delta z = \Delta \omega = \Delta \psi = 0$, имеют вид

$$c(z_0) z_0 = b(z_0; \omega_0) - Mg - E_0(\psi_0).$$

С учетом сказанного уравнение (4.51) приводится к виду

$$\begin{aligned} &a_2(z_0) \Delta z'' + \vartheta \Delta z' + \{c(z_0) + [dc(z)/dz]_0 z_0 - \\ &\quad - [\partial b(z; \omega)/\partial z]_0\} \Delta z = [\partial b(z; \omega)/\partial \omega]_0 \Delta \omega - \\ &\quad - [dE_0(\psi)/d\psi]_0 \Delta \psi. \end{aligned} \quad (4.52)$$

В полученном уравнении

$$\partial b(z; \omega)/\partial \omega = 4ml [r_0 + (l/a) z_0] \omega_0/d; \quad (4.53)$$

$$\partial b(z; \omega)/\partial z = 2m(l/a)^2 \omega_0^2; \quad (4.54)$$

$$c(z_0) + [dc(z)/dz]_0 z_0 = b - 2mgl a/(a^2 - z_0^2)^{3/2}. \quad (4.55)$$

Выражение (4.55) характеризует жесткость пружины с учетом силы тяжести грузов, отклоняющихся от вертикали.

Разность

$$\begin{aligned} &c(z_0) + [dc(z)/dz]_0 z_0 - [\partial b(z; \omega)/\partial z]_0 = b - 2mgl a/(a^2 - z_0^2)^{3/2} - \\ &\quad - 2m(l/a)^2 \omega_0^2 = F_p \end{aligned} \quad (4.56)$$

является фактором устойчивости чувствительного элемента, где $2m(l/a)^2 = dA/dz$ (A — инерционный коэффициент чувствительного элемента).

Сила тяжести грузов $2mg$ значительно меньше усилия пружины, поэтому с достаточной степенью точности ею можно пренебречь и допустить, что $2mg \approx 0$. В этом случае

$$F_p = b - 2m(l/a)^2 \omega_0^2 = \partial E / \partial z - \omega_0^2 dA / dz.$$

Коэффициент

$$a_2(z_0) = M + 2ml^2/(a^2 - z_0^2) = \mu \quad (4.57)$$

представляет собой массу чувствительного элемента, приведенную к оси движения муфты Oz , причем M — масса муфты и золотника, а второе слагаемое — приведенная масса грузов.

С учетом выражений (4.53)—(4.57) уравнение (4.52) приводится к виду

$$\mu \Delta z'' + \vartheta \Delta z' + F_p \Delta z = A \omega_0 \Delta \omega, \quad (4.58)$$

где A — инерционный коэффициент чувствительного элемента, определяемый выражением:

$$A = 2ml [r_0 + (l/a) z_0] / a. \quad (4.59)$$

После перехода к относительным координатам (3.31) и деления всех членов уравнения на коэффициент при φ уравнение (4.58) приводится к виду (3.43) или (3.44) при $\alpha_p = 0$, так как при выводе уравнения (4.58) не учитывалась возможность перемещения верхней опоры пружины (см. рис. 4.8) при смене скоростного режима.

Автоматический регулятор непрямого действия. Дифференциальные уравнения чувствительного элемента (3.44) и усилительного элемента (4.19) дают возможность получить дифференциальное уравнение регулятора непрямого действия. Если исключить из этих уравнений внутреннюю координату η , то

$$d_p(p) d_c(p) \lambda = u_c(p) \varphi - u_c(p) \theta_p \alpha_p. \quad (4.60)$$

Подстановкой собственных операторов воздействия, например (3.45) и (4.23), можно получить развернутое дифференциальное уравнение регулятора непрямого действия. Так, например, при наличии в регуляторе жесткой обратной связи это уравнение имеет вид

$$d_{нр}(p) \lambda = \varphi - \theta_p \alpha_p, \quad (4.61)$$

где собственный оператор

$$d_{нр}(p) = T_p^2 T_c p^3 + (T_p^2 k_c + T_k T_c) p^2 + (T_k k_c + T_c \delta_z) p + \delta_z k_c. \quad (4.62)$$

При изодромной или комбинированной обратной связи уравнение регулятора получает четвертый порядок.

Структурные схемы регуляторов непрямого действия с различными обратными связями показаны на рис. 4.7, *д*, *е*, *ж*.

§ 5.1. ДВУХИМПУЛЬСНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПО СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЮ

Анализ возможностей различных принципов регулирования (см. § 2.11) показал определенные преимущества каждого из них. Однако способность обеспечивать устойчивость работы при различных свойствах регулируемого объекта имеет только принцип Ползунова — Уатта. Стремление использовать в САР преимущества различных принципов регулирования привело к созданию двухимпульсных* регуляторов.

В автоматических регуляторах двигателей применяют двухимпульсные регуляторы, работающие в соответствии с принципами Ползунова — Уатта и братьев Сименс. Они реагируют не только на изменение угловой скорости, но и на изменение углового ускорения. Такой эффект может быть получен, если в чувствительном элементе, показанном на рис. 3.1, *д*, выполнить пазы, в которых располагаются грузы, не радиально, как в схеме на рис. 3.1, *б*, а с определенным наклоном под углом α (рис. 5.1). При появлении ускорения (например, в сторону увеличения частоты вращения) скошенные пазы траверсы 2 воздействуют на грузы 1, имеющие инерционность, таким образом, что перемещают их в сторону увеличения радиуса вращения. Муфта 5 получает при этом перемещение вправо, уменьшая подачу топлива. В таком чувствительном элементе появляются две дополнительные силы:

1) действующие по касательной к окружности вращения тангенциальные инерционные силы шаров

$$P_t = m_{\text{ш}} r (d\omega_p / dt), \quad (5.1)$$

где $m_{\text{ш}}$ — масса шаров; r — радиус вращения шара;

2) сила взаимодействия грузов 1 с конической тарелкой 3, определяемая значением момента инерции $J_{\text{м}}$ опорного диска муфты 5 регулятора:

$$P_{\text{м}} = (J_{\text{м}} / r) (d\omega_p / dt). \quad (5.2)$$

* Термин «двухимпульсный» неточен и применен здесь как традиционный. В действительности под этим термином подразумевается регулятор, чувствительный элемент (чувствительные элементы) которого воспринимает изменения двух входных координат, отражающих состояние регулируемого объекта.

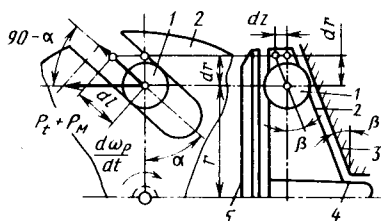


Рис. 5.1. Механический двухимпульсный чувствительный элемент (по скорости и ускорению):

1 — груз; 2 — траверса (звездочка) со скошенными пазами; 3 — коническая тарелка; 4 — вал привода; 5 — муфта

Если dl — расстояние, на которое перемещается шар вдоль паза, а dr — увеличение его радиуса вращения, то условие приведения сил (5.1) и (5.2) к оси движения муфты регулятора примет вид

$$(P_t + P_m) dl \cos(90^\circ - \alpha) = P_{np} dz,$$

где P_{np} — сила, приведенная к муфте; dz — перемещение муфты регулятора.

Так как $dl = dr/\cos \alpha$ и $dr = dz/\tg \beta$, то

$$P_{np} = A_j (d\omega_p/dt), \quad (5.3)$$

где инерционный коэффициент чувствительного элемента по ускорению

$$A_j = (m_{ш}r + J_m/r) \tg \alpha / \tg \beta. \quad (5.4)$$

Таким образом, коэффициент A определяется не только массой шаров $m_{ш}$ и конструкцией чувствительного элемента (r , α и β), но и моментом инерции муфты. Поэтому масса упорного диска 16 на рис. 3.19, а значительно увеличена.

Уравнение динамического равновесия двухимпульсного чувствительного элемента (см. рис. 5.1), написанное в соответствии с принципом Даламбера, имеет вид

$$\mu d^2 \Delta z / dt^2 + \vartheta d \Delta z / dt + \Delta E = \Delta (A \omega_p^2) + \Delta (A_j d\omega_p / dt). \quad (5.5)$$

Так как на равновесном режиме $d\omega_p / dt = 0$, то

$$\Delta (A_j d\omega_p / dt) = A_j (d\omega_p / dt). \quad (5.6)$$

Путем подстановки соотношений (3.27)—(3.29), (5.6) и перехода к относительным отклонениям переменных (3.31) уравнение (5.5) после деления всех членов уравнения на коэффициент при φ можно представить в виде

$$T_p^2 d^2 \eta / dt^2 + T_k d\eta / dt + \delta_z \eta = T_r d\varphi / dt + \varphi - \theta_p \alpha_p, \quad (5.7)$$

коэффициенты T_p ; T_k ; δ_z и θ_p которого определяются теми же формулами, что и коэффициенты уравнения (3.33), а время T_r , характеризующее эффективность воздействия на двухимпульсный чувствительный элемент углового ускорения, формулой

$$T_r = A_j \omega_0 u_p / (2E_0). \quad (5.8)$$

Рис. 5.2. Структурная схема двухимпульсного регулятора по скорости и ускорению

В операторной форме уравнение (5.7) имеет вид

$$d_p(p) \eta = u_p(p) \varphi - \theta_p \alpha_p, \quad (5.9)$$

где $d_p(p)$ — собственный оператор чувствительного элемента, определяемый формулой (3.45); оператор воздействия по угловой скорости

$$u_p(p) = T_r p + 1. \quad (5.10)$$

Разделим все члены уравнения (5.9) на собственный оператор

$$\eta = Y_p^I(p) \varphi + Y_p^{\Phi}(p) \varphi + Y_p^{\alpha}(p) \alpha_p,$$

где передаточные функции двухимпульсного регулятора

$$\left. \begin{aligned} Y_p^I(p) &= (T_r p + 1) / (T_p^2 p^2 + T_{\kappa} p + \delta_z); \\ Y_p^{\Phi}(p) &= 1 / (T_p^2 p^2 + T_{\kappa} p + \delta_z); \\ Y_p^{\alpha}(p) &= -\theta_p / (T_p^2 p^2 + T_{\kappa} p + \delta_z). \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

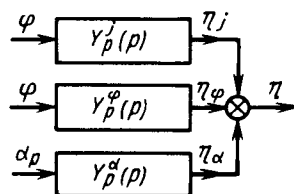
В результате получим структурную схему, приведенную на рис. 5.2.

§ 5.2. ДВУХИМПУЛЬСНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПО СКОРОСТИ И НАГРУЗКЕ

В Ленинградском политехническом институте им. М. И. Калинина был разработан ряд оригинальных двухимпульсных регуляторов по скорости и нагрузке, один из которых показан на рис. 5.3.

Импульс изменения угловой скорости воспринимается серводвигателем 11. Импульс, предназначенный для компенсации изменения нагрузки, вырабатывается фазочувствительным мостом. При изменении нагрузки в сети генератора изменяется сила тока, в связи с чем трансформатор тока 18 подает сигнал к резистору 3 моста. Это нарушает равновесие плеч фазочувствительного моста и приводит к появлению в электромагнитах 6 усилия, пропорционального изменению активной мощности в сети.

При увеличении нагрузки золотник 7 опускается, и поршень серводвигателя 14 под действием высокого давления масла поднимается, деформируя пружину 12 и перемещая рейку 8 топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива. Это движение специальным рычагом передается сельсину 15, вырабатывающему электрический импульс обратной связи, который компенсирует импульс нагрузки и возвращает золотник 7 в исходное положение.



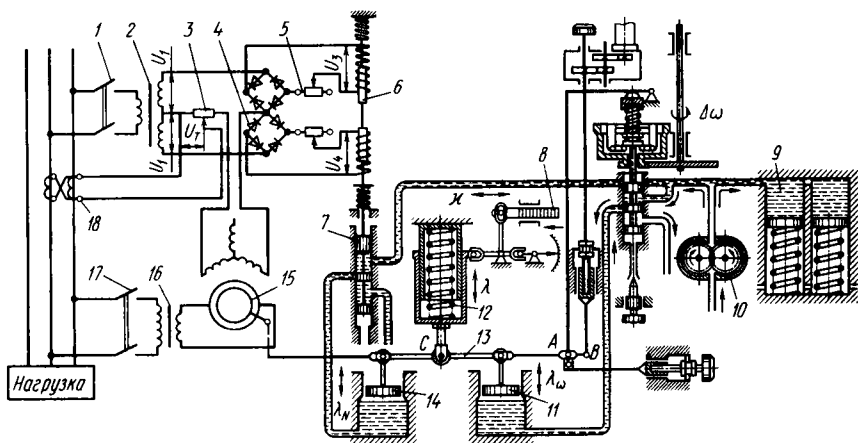


Рис. 5.3. Двухимпульсный регулятор (по скорости и нагрузке) ЛПИ им. М. И. Калинина:

1, 17 — выключатели; 2, 16, 18 — трансформаторы; 3, 5 — резисторы; 4 — выпрямитель; 6 — электромагнит; 7 — золотник; 8 — рейка топливного насоса; 9 — масляный аккумулятор; 10 — масляный насос; 11, 14 — серводвигатель; 12 — пружина; 13 — суммирующий рычаг; 15 — сельсин

. Перемещения поршней серводвигателя 11 и 14 суммируются рычагом 13, поэтому рейка 8 топливного насоса перемещается под действием обоих импульсов регулятора.

Недостатками предложенной схемы регулятора являются наличие двух исполнительных серводвигателей 11 и 14, увеличивающих габаритные размеры регулятора. В схеме двухимпульсных регуляторов, приведенных на рис. 5.4, используется один серводвигатель. При увеличении угловой скорости золотник 6 чувствительным элементом 4 перемещается влево, а поршень 8 исполнительного серводвигателя — в сторону уменьшения подачи топлива. Импульс изменения электрической нагрузки воспринимается электромагнитом 9. Особенность приведенных схем заключается в том, что импульсы по скорости и нагрузке суммируются рычагом 5 перед исполнительным серводвигателем.

Стабилизация работы регуляторов обеспечивается жесткими обратными связями. Обратная механическая связь (рис. 5.4, а) осуществляется рычагом 12, перемещающим по мере движения поршня 8 подвижную буксу 7.

Обратная электрическая связь (рис. 5.4, б) осуществляется рычагом, передающим перемещение поршня 8 исполнительного серводвигателя сельсину 11, поворот ротора которого обеспечивает выработку электрического импульса, воспринимаемого электромагнитом 10 обратной связи. При соответствующем подборе импульсов чувствительного элемента 9 нагрузки и электромагнита 10 обратной связи обеспечивается быстрое восстановление нарушенного режима работы двигателя.

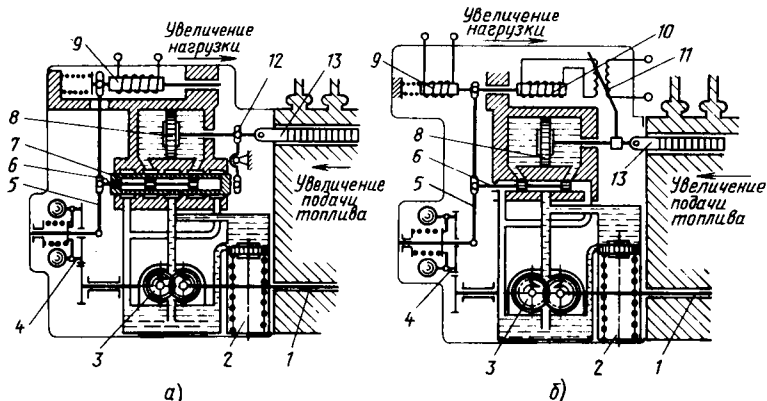


Рис. 5.4. Схемы двухимпульсных регуляторов (по скорости и нагрузке) с одним серводвигателем:

a — с жесткой кинематической обратной связью; *б* — с жесткой электрической обратной связью; 1 — привод регулятора; 2 — масляный аккумулятор; 3 — масляный насос; 4 — чувствительный элемент скорости; 5, 12 — рычаги; 6 — золотник; 7 — подвижная буска; 8 — поршень исполнительного серводвигателя; 9 — чувствительный элемент нагрузки (электромагнит); 10 — электромагнит обратной связи; 11 — сельсин; 13 — рейка

Анализ работы двухимпульсных регуляторов показал, что определенные преимущества имеют схемы регуляторов с электрической обратной связью.

Восстанавливающая сила E_N чувствительного элемента нагрузки, схема которого представлена на рис. 5.3, создается пружинами электромагнита 6. Если A_N — коэффициент поддерживающей силы (коэффициент пропорциональности) и N — активная электрическая нагрузка генератора, то $A_N N$ — поддерживающая сила, зависящая от сил тяги электромагнитов 6. Сила тяги одного из электромагнитов 6

$$T_{эм} = (0,4\pi I\omega)^2 / (8\pi R_m^2 S_m), \quad (5.12)$$

где I — сила тока, проходящего через катушку электромагнита; ω — число витков в катушке электромагнита; R_m — полное магнитное сопротивление магнитопровода и S_m — площадь поперечного сечения магнитопровода, зависящая только от конструкции электромагнитов. Для выбранного электромагнита

$$k_m = (0,4\pi\omega)^2 / (8\pi R_m^2 S_m) = \text{const},$$

поэтому $T_{эм} = k_m I^2$, или $T_{эм} = k_m u^2 / R_m^2$, где u — напряжение, подводимое к катушке электромагнита; R_m — сопротивление обмотки катушки. В регуляторе установлено два электромагнита, действующих в противоположных направлениях, поэтому

$$A_N N = k_m (u_3 / R_m)^2 - k_m (u_4 / R_m)^2, \quad (5.13)$$

где u_3 и u_4 — напряжения, подаваемые на катушки электромагнитов.

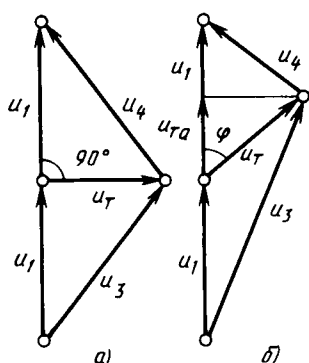


Рис. 5.5. Векторные диаграммы напряжений в схеме чувствительного элемента нагрузки (см. рис. 5.3):

а — при установившемся режиме; б — при неуставившемся режиме

Трансформатор 2 (см. рис. 5.3) создает на обмотках фазочувствительного моста опорные напряжения u_1 , пропорциональные фазовому напряжению u_ϕ , которое поддерживается постоянным системой автоматического регулирования напряжения электрогенератора. Токковый трансформатор 18 создает на резисторе 3, включенном в средний провод моста, напряжение u_T , которое пропорционально силе тока I_ϕ той же фазы. При работе чувствительного элемента в режиме без активной нагрузки вектор напряжения u_T (I_ϕ) сдвинут по отношению к вектору опорного напряжения u_1 (u_ϕ) на 90° (рис. 5.5, а), поэтому напряжения u_3 и u_4 на обмотках электромагнитов 6 (см. рис. 5.3) равны между собой, и тогда в соответствии с выражением (5.13) поддерживающая сила чувствительного элемента оказывается равной нулю. При наличии активной нагрузки в цепи генератора появляется составляющая активной нагрузки u_{Ta} (рис. 5.5, б), которая вызывает отклонение вектора u_T от первоначального положения. Сдвиг фаз между напряжениями u_1 и u_T становится равным углу $\varphi < 90^\circ$, равенство напряжений на катушках электромагнитов нарушается ($u_3 > u_4$), в результате чего появляется поддерживающая сила, определяемая выражением (5.13).

Из рассмотрения треугольников на векторной диаграмме

$$u_3 = \sqrt{(u_1 + u_T \cos \varphi)^2 + u_T^2 \sin^2 \varphi}; \quad u_4 = \sqrt{(u_1 - u_T \cos \varphi)^2 + u_T^2 \sin^2 \varphi},$$

поэтому выражение (5.13) приводится к виду

$$A_N N = 4k_m u_1 u_T \cos \varphi / R_m^2. \quad (5.14)$$

Появившаяся поддерживающая сила смещает золотник 7 (см. рис. 5.3) из среднего положения, в результате чего получают перемещения поршень серводвигателя 14 и кинематически жестко связанный с ним ротор сельсина 15. В связи с этим в среднем проводе фазочувствительного моста создается напряжение, компенсирующее u_{Ta} и, следовательно, восстанавливающее равенство напряжений u_3 и u_4 . Золотник под действием восстанавливающей силы возвращается в исходное положение, и движение поршня серводвигателя прекращается.

При сбросе нагрузки до $N_0 - \Delta N$ напряжение u_{Ta} уменьшается и становится меньше напряжения, создаваемого сельсином.

Вектор u_T (см. рис. 5.5, б) поворачивается в противоположном направлении, вызывая соответствующее смещение золотника.

Электрическая мощность трехфазной системы при симметричной нагрузке определяется выражением $N = 3u_\Phi I_\Phi \cos \varphi$. Так как в рассматриваемом случае $u_1 = k_u u_\Phi$ и $u_T = k_i I_\Phi$, где k_u и k_i — коэффициенты трансформации, то

$$N = 3u_1 u_T \cos \varphi / (k_u k_i). \quad (5.15)$$

Сравнивая выражения (5.14) и (5.15), можно определить коэффициент поддерживающей силы

$$A_N = 4k_m k_u k_i / (3R_m^3), \quad (5.16)$$

определяемый только конструкцией трансформаторов и электромагнитов и не зависящий от перемещения x_N золотника 7. Поддерживающая сила $A_N N$ при наличии обратной связи оказывается пропорциональной отклонению $\pm \Delta N$ электрической нагрузки от ее значения на равновесном режиме ($A_N N_0 = 0$). Пружины, действующие в противоположных направлениях, установлены с одинаковой предварительной деформацией, обеспечивающей стабильное положение золотника при вибрации корпуса. Следовательно, фактор устойчивости в этом случае определяется соотношением

$$F_{pm} = 2b, \quad (5.17)$$

где b — жесткость одной пружины электромагнита 6.

Входной координатой чувствительного элемента является изменение внешней электрической нагрузки генератора, а выходной — перемещение Δx_N сердечников электромагнита 6, равное перемещению золотника 7.

Внешнюю нагрузку N генератора, измеряемую фазочувствительным мостом, можно подсчитать по формуле (5.15). Если ввести обозначение

$$u_{Ta} = u_T \cos \varphi_{сд}, \quad (5.18)$$

то выражение (5.15) получит вид

$$N = 3u_1 u_{Ta} / (k_u k_i). \quad (5.19)$$

Напряжение u_{Ta} (см. рис. 5.5, б) определяется активной составляющей тока. Генератор, как правило, оборудован стабилизатором напряжения, поэтому опорное напряжение u_1 в процессе работы остается постоянным, а приращение нагрузки ΔN вызовет лишь изменения напряжения u_{Ta} на Δu_{Ta} . Тогда

$$N + \Delta N = 3u_1 (u_{Ta} + \Delta u_{Ta}) / (k_u k_i),$$

или с учетом выражения (5.18)

$$\Delta N = 3u_1 \Delta u_{Ta} / (k_u k_i). \quad (5.20)$$

Полученное выражение справедливо лишь в том случае, если индуктивностью моста можно пренебречь.

Суммирующий элемент на среднем плече моста алгебраически суммирует напряжение $u_{та}$, определяемое активной составляющей нагрузки, с напряжением $u_{ос}$, вырабатываемым системой обратной связи (сельсином). Таким образом, $u_{та} - u_{ос} = u$. Приращение $\Delta u_{та}$ вызовет движение сердечника электромагнита и, следовательно, поворот ротора сельсина. Это приведет к приращению напряжения $u_{ос}$ на $\Delta u_{ос}$ и результирующего напряжения u на Δu . Следовательно,

$$(u_{та} + \Delta u_{та}) - (u_{ос} + \Delta u_{ос}) = u + \Delta u,$$

или

$$\Delta u_{та} - \Delta u_{ос} = \Delta u. \quad (5.21)$$

Дифференциальное уравнение электромагнита в соответствии с принципом Даламбера можно представить в виде

$$\mu_N (d^2 \Delta x_N / dt^2) + \vartheta_N (d \Delta x_N / dt) + \Delta E = \Delta A_N N, \quad (5.22)$$

где μ_N — масса сердечников электромагнита 6 и золотника 7 (см. рис. 5.3); ϑ_N — фактор торможения электромагнита и золотника.

Приращение восстанавливающей силы (усилия пружин) электромагнита

$$\Delta E = 2b \Delta x_N. \quad (5.23)$$

Поддерживающая сила электромагнита, определяемая выражением (5.13), зависит от напряжений u_3 и u_4 в обмотках электромагнита:

$$A_N N = f(u_3; u_4).$$

Разложив эту функцию в ряд Тейлора и выполнив последующую линеаризацию в соответствии с выражением (5.13), получим

$$\Delta A_N N = 2k_m (u_3 \Delta u_3 - u_4 \Delta u_4) / R_m^2.$$

Так как на равновесном режиме $u_3 = u_4$, то

$$A_N N = 2k_m u_3 (\Delta u_3 - \Delta u_4) / R_m^2. \quad (5.24)$$

Если не учитывать влияния обратной связи, то напряжения u_3 и u_4 с учетом соотношения (5.18) определяются выражением

$u_{3,4} = \sqrt{u_1^2 + u_r^2 \pm 2u_{та}u_1}$. Если имеется обратная связь в среднем плече моста, то вместо напряжения $u_{та}$ вырабатывается некоторое результирующее напряжение u , тогда

$$\left. \begin{aligned} u_3 &= \sqrt{u_1^2 + u_r^2 + 2u_1 u} ; \\ u_4 &= \sqrt{u_1^2 + u_r^2 - 2u_1 u} . \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

На равновесном режиме работы электромагнита $u_{та} = u_{ос}$ и, следовательно, в этом случае $u = 0$, $u_3 = u_4 = \sqrt{u_1^2 + u_r^2}$;

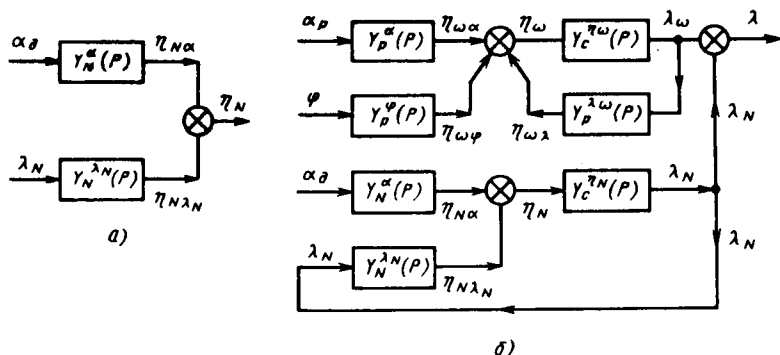


Рис. 5.6. Структурная схема двухимпульсного (по скорости и нагрузке) регулятора:
а — чувствительного элемента нагрузки; б — регулятора

тогда $\Delta u_3 = (u_1/u_3) \Delta u$ и $\Delta u_4 = -(u_1/u_3) \Delta u$. Подставляя эти выражения в формулу (5.24), получим

$$A_N N = (4k_m u_1 / R_m^2) \Delta u. \quad (5.26)$$

Если учесть соотношения (5.17), (5.23) и (5.26) в уравнении (5.22), то

$$\mu_N (d^2 \Delta x_N / dt^2) + \vartheta_N (d \Delta x_N / dt) + F_{pN} \Delta x_N = 4k_m (u_1 / R_m^2) \Delta u. \quad (5.27)$$

Таким образом, переходные процессы чувствительного элемента нагрузки описываются системой трех уравнений (5.20), (5.21) и (5.27). Переменные $\Delta u_{та}$ и Δu являются внутренними координатами чувствительного элемента нагрузки, их можно исключить и тогда

$$\begin{aligned} \mu_N (d^2 \Delta x_N / dt^2) + \vartheta_N (d \Delta x_N / dt) + F_{pN} \Delta x_N = \\ = [4k_u k_t k_m / (3R_m^2)] \Delta N - (4k_m u_1 / R_m^2) \Delta u_{oc}. \end{aligned}$$

Функцию жесткой обратной связи выполняет сельсин 15 (см. рис. 5.3), в статоре которого вырабатывается напряжение, пропорциональное повороту ротора или перемещению поршня серводвигателя 14:

$$\Delta y_N = k_{oc} \Delta u_{oc}.$$

Следовательно,

$$\mu_N \frac{d^2 \Delta x_N}{dt^2} + \vartheta_N \frac{d \Delta x_N}{dt} + F_{pN} \Delta x_N = \frac{4k_u k_t k_m}{3R_m^2} \Delta N - \frac{4k_m u_1}{k_{oc} R_m^2} \Delta y_N.$$

Введение относительных отклонений переменных от равновесных значений $\eta_N = \Delta x_N / x_{N0}$; $\alpha_d = \Delta N / N_0$; $\lambda_N = \Delta y_N / y_N$, позволяет придать уравнению вид

$$T_{pN}^2 (d^2 \eta_N / dt^2) + T_{кN} (d \eta_N / dt) + \delta_{zN} \eta_N = \alpha_d - \theta_N \lambda_N, \quad (5.28)$$

где время чувствительного элемента нагрузки

$$T_{pN} = R_m \sqrt{3\mu_N x_{N_0} / (k_u k_i k_m N_0)} / 2; \quad (5.29)$$

время катаракта

$$T_{\kappa N} = 3\phi_N x_{N_0} R_m^2 / (4k_u k_i k_m N_0);$$

местная степень неравномерности

$$\delta_{zN} = 3F_{pN} x_{N_0} R_m^2 / (4k_u k_i k_m N_0)$$

и коэффициент усиления воздействия обратной связи

$$\theta_N = 3u_1 z_{N_0} / (k_u k_i k_{oc} N_0).$$

В операторной форме уравнение (5.29) имеет вид

$$d_N(p) \eta_N = \alpha_d - \theta_N \lambda_N, \quad (5.30)$$

где собственный оператор чувствительного элемента нагрузки

$$d_N(p) = T_{pN}^2 p^2 + T_{\kappa N} p + \delta_{zN}. \quad (5.31)$$

После деления всех членов уравнения (5.30) на собственный оператор (5.31) найдем

$$\eta_N = Y_N^\alpha(p) \alpha_d + Y_N^{\lambda_N}(p) \lambda_N, \quad (5.32)$$

где передаточные функции $Y_N^\alpha(p) = 1/d_N(p)$ и $Y_N^{\lambda_N}(p) = -\theta_N/d_N(p)$ дают возможность построить структурную схему чувствительного элемента нагрузки (рис. 5.6, а). Если учесть, что в двухимпульсном регуляторе использован регулятор угловой скорости непрямого действия с жесткой обратной связью, то общая структурная схема двухимпульсного регулятора получит вид, представленный на рис. 5.6, б.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ (ЭЛЕКТРОННЫЕ)
АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

§ 6.1. ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА РЕГУЛЯТОРА

К двигателю внутреннего сгорания в современных условиях предъявляются все более повышенные требования по экономичности, приемистости, удобству настройки и обслуживания, составу отработавших газов в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Сказанное обуславливает поиск новых путей создания автоматических регуляторов достаточно компактных, обеспечивающих требуемую точность работы и дающих возможность учета всех необходимых входных координат, в числе которых можно назвать изменение частоты вращения, вида (плотности) топлива, давления наддува, давления и температуры окружающей среды с одновременным обеспечением определенных статических и динамических свойств. Комплекс перечисленных (и других) входных координат требует решения задач их учета в целях совершенствования рабочих процессов двигателя.

Анализ конструктивных средств решения этих задач автоматическими регуляторами различных типов показал, что лучшими возможностями в этом отношении обладают электрические САР. Они могут содержать различные электронные блоки (микропроцессоры и мини-ЭВМ), осуществляющие непрерывный синтез информации о состоянии рабочего процесса и внешних условий и вырабатывающие для каждого мгновенного состояния двигателя наиболее целесообразное (а при наличии ЭВМ — и оптимальное) решение, определяющее вид команды на исполнительное устройство, задающее цикловую подачу топлива, а иногда и характер процесса впрыска.

В тех случаях, когда в систему электрического регулятора входят электронные блоки, регуляторы обычно называют *электронными*.

Раньше других системы электронного управления стали применять для бензиновых двигателей, уже имеющих электрическую энергию, используемую в системе зажигания. Отчасти по этой же причине различные электрические и электронные устройства, предназначенные для автоматизации работы дизелей, сначала стали применять для дизель-генераторов, работающих в стационарных условиях (см. рис. 5.3, 5.4), и только затем для транспортных двигателей.

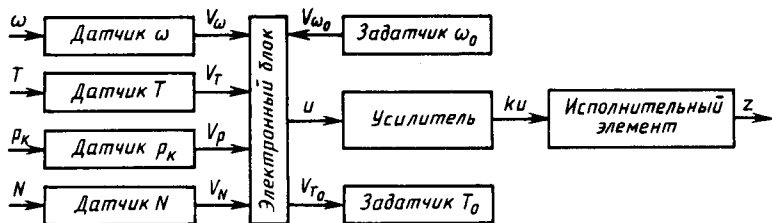


Рис. 6.1. Функциональная схема электронного регулятора

В настоящее время сложилось два направления развития систем электрического (электронного) регулирования двигателей. Первое из них включает разработки, предназначенные для традиционной топливоподающей аппаратуры с воздействием на рейку топливного насоса высокого давления. В системах второго направления регулирующее воздействие воспринимается непосредственно форсунками электромагнитного типа.

В функциональную схему электрических (электронных) регуляторов (рис. 6.1) входят датчики, предназначенные для замера значений входных координат (ω ; T ; p ; N и др.) и выработки соответствующих электрических сигналов (V_ω ; V_T ; V_p ; V_N и др.). Значения отдельных параметров на заданном равновесном режиме устанавливаются соответствующими задатчиками.

Сигналы датчиков в электрических регуляторах непосредственно или после усиления воспринимаются исполнительным элементом, преобразующим электрические сигналы в механические в виде перемещения якоря электромагнита и связанной с ним рейки топливного насоса или иглы форсунки.

В электронных регуляторах сигналы датчиков поступают в электронный блок, в котором синтезируются по соответствующей программе, в результате чего вырабатывается управляющий сигнал, воспринимаемый исполнительным устройством регулятора.

§ 6.2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Составными элементами электрического регулятора частоты вращения прямого действия (рис. 6.2) могут быть датчик 6 регулируемого параметра (например, тахогенератор постоянного тока) и исполнительное устройство в виде электромагнита 4.

Возбуждение тахогенератора постоянного тока осуществляется либо постоянными магнитами, либо с помощью обмоток, получающих питание от источника постоянного тока. Входной координатой тахогенератора является изменение угловой скорости $\Delta\omega_p$ ротора, а выходной — изменение напряжений Δu на клеммах. В электрических машинах постоянного тока электродвижущая сила E_a непосредственно связана с угловой скоростью ротора так, что $E_a = k_E \Phi \omega_p$, где k_E — постоянный коэффициент; Φ —

поток возбуждения. При отсутствии нагрузки поток возбуждения остается постоянным, в связи с чем электродвижущая сила практически пропорциональна угловой скорости, т. е.

$$E_g = k\omega, \quad (6.1)$$

где $k = k_E u_p \Phi$; u_p — передаточное отношение механизма связи регулятора с коленчатым валом двигателя.

Если тахогенератор нагружен, то появляется поток реакции якоря, направленный против потока возбуждения, что нарушает линейность зависимости $E_g = f(\omega)$. Поэтому для повышения точности работы тахогенератора при включении его в работу необходимо стремиться к минимально возможной нагрузке на якорь. При отсутствии такой нагрузки $E \approx u$, и тогда в соответствии с (6.1) связь входной и выходной координат датчика может быть принята линейной:

$$V_\omega = u = k_u \omega. \quad (6.2)$$

Сигналы датчика 6 регулируемого параметра воспринимаются исполнительным устройством 4 через усилитель (например, трансформатор) или непосредственно.

В зависимости от напряжения u , поступающего на обмотки, электромагнит 4 вырабатывает силу $T_{эм}$ притяжения, значение которой определяется соотношением (5.12).

Для выбранной конструкции электромагнита $k_m = (0,4\pi\omega)^2 / (8\pi R_m^2 s_m) = \text{const}$, поэтому $T_{эм} = k_m I^2$. Так как $I = u/R_m$, то в соответствии с выражением (6.2) поддерживающая сила регулятора

$$T_{эм} = A_{эм} \omega^2, \quad (6.3)$$

где $A_{эм} = k_m k_u^2 / R_m^2$.

Сердечник электромагнита 4 непосредственно связан с пружиной 2, усилие которой $F_{пр} = E$ представляет собой восстанавливающую силу регулятора. Поэтому условие статического равновесия сердечника имеет вид

$$E - A_{эм} \omega^2 = 0. \quad (6.4)$$

Так как $E = E_0 + bz$, где E_0 — усилие предварительной деформации пружины 2 и b — ее жесткость, то с учетом формулы (6.4) зависимость

$$z = A_{эм} \omega^2 / b - E_0 / b \quad (6.5)$$

дает статическую характеристику 1 (рис. 6.3).

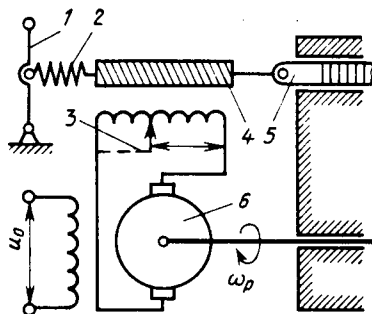


Рис. 6.2. Схема электрического регулятора прямого действия:

1 — задатчик; 2 — пружина; 3 — ползунок; 4 — электромагнит; 5 — рейка; 6 — датчик частоты вращения

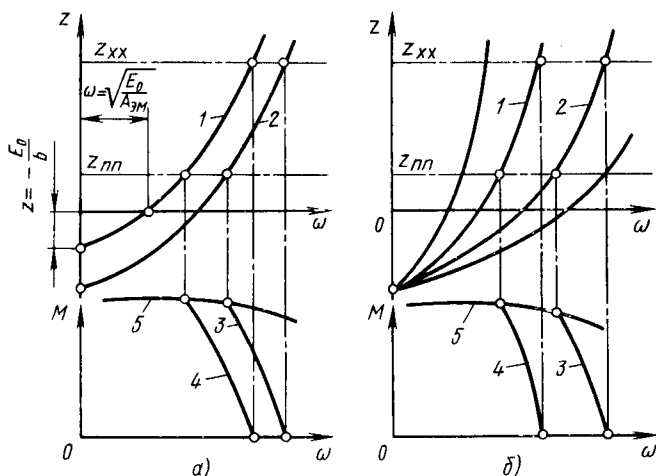


Рис. 6.3. Формирование скоростных характеристик электрического регулятора и двигателя с настройкой:

a — механической; *б* — электрической; 1, 2 — характеристики регулятора; 3, 4 — двигателя (регуляторные); 5 — внешнего двигателя

Регулятор с такой характеристикой может быть всережимным, если с помощью задатчика 1 (см. рис. 6.2) изменять предварительную деформацию пружины 2. По мере увеличения E_0 характеристики смещаются вправо (рис. 6.3, *a*). Статические характеристики (1, 2 и др.) соответствуют регуляторным характеристикам двигателя 3, 4 и др.

Всережимность регулятора может быть обеспечена также воздействием на электрические параметры исполнительного устройства. Так как $A_{эм} = k_m k_u^2 / R_m^2$, то изменением полного магнитного сопротивления R_m магнитопровода также можно обеспечивать выбор статической характеристики 1, 2 и др. (рис. 6.3, *б*) и, следовательно, регуляторной характеристики двигателя 3, 4 и др. В этом случае условие статического равновесия получит вид

$$z = (k_m k_u^2 \omega^2) / (b R_m^2) - E_0 / b. \quad (6.6)$$

Путем установления на электромагните ползунка 3 (см. рис. 6.2) можно изменять R_m . Чем меньше R_m , тем больше $A_{эм}$ и круче статическая характеристика $z = f(\omega)$.

На рис. 6.3, *a* и *б* горизонталь z_{xx} соответствует холостому ходу, а z_{nn} — полной подаче топлива, т. е. внешней характеристике 5 двигателя.

Дифференциальное уравнение регулятора можно представить в виде

$$\mu (d^2 z / dt^2) + \Phi (dz / dt) + E = A_{эм} \omega^2. \quad (6.7)$$

Если всережимность регулятора обеспечивается изменением R_m , то восстанавливающая сила регулятора зависит только от положения z сердечника, поэтому

$$E = E_0 + \Delta E = E_0 + (\partial E / \partial z) \Delta z, \quad (6.8)$$

а поддерживающая сила $A_{\text{эм}} \omega^2$ — от угловой скорости ω и положения ψ ползунка 3 (см. рис. 6.2), поэтому

$$A_{\text{эм}} \omega^2 = (A_{\text{эм}} \omega^2)_0 + \Delta (A_{\text{эм}} \omega^2) = (A_{\text{эм}} \omega^2)_0 + \omega^2 \Delta A_{\text{эм}} + 2\omega A_{\text{эм}} \Delta \omega. \quad (6.9)$$

При выбранном способе обеспечения всережимности $A_{\text{эм}} = f(\psi)$, поэтому $\Delta A_{\text{эм}} = (dA_{\text{эм}}/d\psi) \Delta\psi$.

Подстановка соотношений (6.8) и (6.9) в уравнение (6.7) с учетом условия статического равновесия $E_0 - (A_{\text{эм}} \omega^2)_0 = 0$ приводит уравнение к виду формул (3.43) или (3.44), где

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \Delta\omega/\omega_0; \quad \eta = \Delta z/z_0; \quad \alpha_p = \Delta\psi/\psi_0; \\ T_p^2 &= \mu z_0/(2E_0); \quad T_k = \vartheta z_0/(2E_0); \\ \delta_z &= (dE/dz)[z_0/(2E_0)]; \\ \theta_p &= (dA_{\text{эм}}/d\psi)[\psi_0/(2E_0)]. \end{aligned} \right\} \quad (6.10)$$

§ 6.3. ФОРСУНКИ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Применение на двигателях электрических регуляторов дает возможность отказаться от традиционного для дизелей управляющего воздействия через рейку топливного насоса высокого давления и перевести это воздействие непосредственно на топливную форсунку. В таких системах функции дозирования и фазирования реализуются форсунками, а на топливный насос возлагается задача поддержания в аккумуляторе необходимого давления топлива (аккумуляторная система впрыска).

Форсунка с электрическим управлением (рис. 6.4) преобразует электрический импульс, сформированный регулятором, в гидравлический импульс впрыска топлива в цилиндры. На рис. 6.4, а показана конструктивная схема форсунки, игла 1 которой прижимается к седлу пружиной 2. Подъем иглы и впрыск топлива осуществляются электромагнитом 3, к работе которого предъявляются весьма высокие требования. Так, срабатывание и отпускание магнита должно укладываться в пределы от 0,1 до 1 мс при ходе иглы от 0,2 до 0,5 мм и запирающем усилии около 50 Н. Электромагниты — устройства инерционные: сила тока нарастает и спадает в них по экспоненте.

Для дизелей средней и большой мощности форсунки с непосредственной связью иглы с электромагнитом (см. рис. 6.4, а) оказались неприемлемыми в связи с чрезмерной массой подвижных частей. Электромагнит, способный развивать в таких форсунках необходимое усилие, не способен обеспечить требуемого быстро-

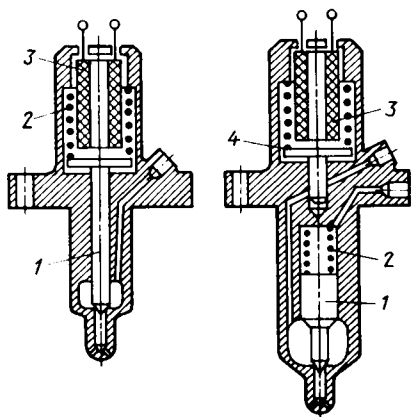


Рис. 6.4. Электромагнитные форсунки с воздействием:

a — на иглу; *б* — на клапан; 1 — игла; 2 — пружина; 3 — электромагнит; 4 — клапан

действия. Устранение этого недостатка обеспечивается, включением в конструкцию форсунки клапана 4 (рис. 6.4, б). Рабочим телом в такой форсунке является топливо высокого давления, воздействующее на иглу 1, а электромагнит 3 выполняет лишь функцию управления подъемом легкого клапана 4. Такая конструкция форсунки изолирует электрическую часть от полости высокого давления, существенно уменьшает подвижную массу и, как следствие, заметно повышает быстродействие.

Система электрического управления форсунками обеспечивает возможность более гиб-

ко управлять самим процессом топливоподачи в цилиндры двигателя по сравнению с регулированием через рейку топливного насоса. Однако необходимость высокого быстродействия срабатывания форсунки требует образования электрических командных импульсов высокой мощности, что обуславливает большой расход энергии и, следовательно, увеличения мощности источников питания. В связи с этим системы электронного управления через форсунки целесообразнее применять на дизель-генераторных установках, обеспечивающих для системы регулирования практически неограниченную подачу электроэнергии. Для транспортных силовых установок автотракторного типа в настоящее время признаются более целесообразными электронные системы управления, действующие через рейку топливного насоса.

§ 6.4. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ С ЭЛЕКТРОННЫМИ БЛОКАМИ УПРАВЛЕНИЯ

Датчиком частоты вращения в регуляторе, принципиальная схема которого приведена на рис. 6.5, является тахогенератор 1 с постоянным магнитом. В качестве исполнительного элемента использован электромагнит 3 пропорционального действия. Значения входных координат, которые поступают на электронный блок управления 5, в процессе работы синтезируются, в результате чего вырабатывается сигнал управления, воспринимаемый электромагнитом 3.

Так, например, при сбросе нагрузки и увеличении угловой скорости ω ротора тахогенератор 1 подает сигнал в электронный

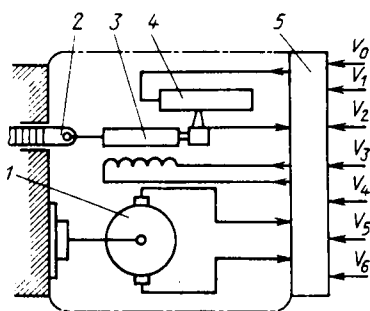
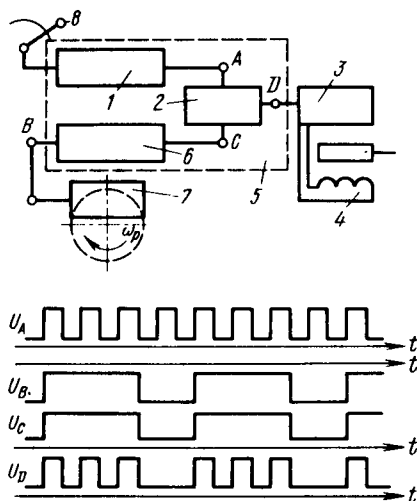


Рис. 6.5. Электрический регулятор с электронным блоком

Рис. 6.6. Функциональная схема электронного регулятора частоты вращения:

1 — генератор постоянных импульсов; 2 — сумматор; 3 — усилитель; 4 — исполнительный элемент (электромагнит); 5 — чувствительный элемент частоты вращения; 6 — ждущий мультивибратор; 7 — индуктивный датчик; 8 — задатчик



блок 5, который воспринимает также сигналы потенциометра 4, характеризующие положение рейки 2 и, следовательно, цикловую подачу топлива. Этот потенциометр выполняет функцию жесткой электрической обратной связи. Сигналы в электронном блоке синтезируются с сигналами: V_0 — задатчика скоростного режима (при всережимном регуляторе), обеспечивающего выбор регуляторной характеристики; V_1 — задатчика статизма (наклона) регуляторных характеристик; V_3 — задатчика коррекции цикловой подачи топлива по давлению наддува. На этот же блок могут поступать сигналы от датчиков давления и температуры окружающей среды, теплового состояния двигателя и др.

В качестве датчиков в регуляторах могут использоваться также различные электронные устройства. На рис. 6.6 показана функциональная схема одного из таких устройств, предназначенного для измерения частоты вращения. Устройство состоит из генератора 1, вырабатывающего постоянные положительные импульсы u_A , поступающие на вход сумматора 2. На второй вход сумматора подаются выходные импульсы ждущего мультивибратора 6, сформированные в результате взаимодействия его с индуктивным датчиком 7 частоты вращения коленчатого вала. Датчик вырабатывает отрицательные импульсы u_B , число которых определяется частотой вращения коленчатого вала. В самом мультивибраторе 6 формируются положительные импульсы u_C , причем число импульсов u_B индуктивного датчика 7 определяет ширину выходного положительного импульса u_C . Чем больше импульсов u_B датчика (чем больше частота вращения коленчатого вала), тем уже выходной импульс мультивибратора. В результате синтеза импуль-

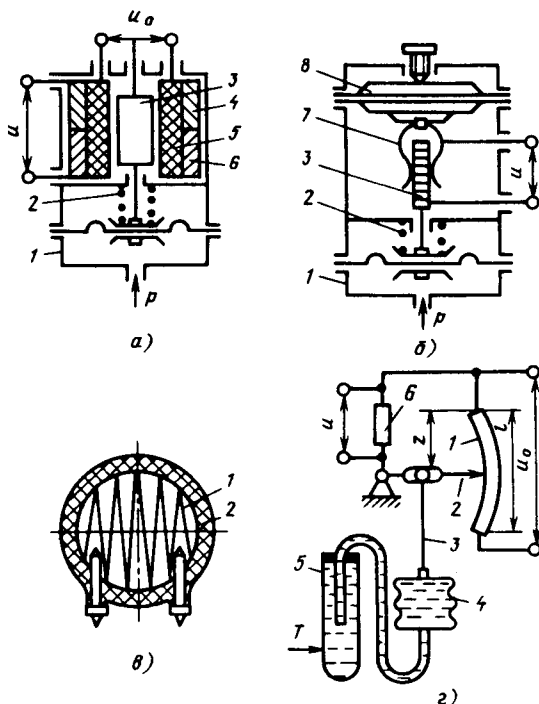


Рис. 6.7. Датчики:

а — избыточного давления; б — абсолютного давления (1 — диафрагменная коробка; 2 — пружина; 3 — якорь (резистор); 4—6 — обмотки; 7 — ползунок; 8 — анероид); в — температуры воздуха во впускном коллекторе (1 — проволока; 2 — текстолитовый корпус); г — температуры охлаждающей воды (1 — потенциометр; 2 — ползунок; 3 — шток; 4 — сильфон; 5 — термобаллон; 6 — резистор)

сов u_A и u_C в сумматоре 2 ликвидируется часть импульсов u_A генератора 1 на интервалах между импульсами u_C мультивибратора 6 и образуются импульсы u_D .

Усилитель 3 постоянного тока увеличивает силу среднего тока, создаваемого импульсами u_D до уровня, необходимого для исполнительного механизма 4.

При установившемся скоростном режиме двигателя частота импульсов, поступающих на вход усилителя, обеспечивает определенную силу среднего тока на выходе усилителя 3 и соответственно в обмотке электромагнита 4, что в свою очередь определяет положение якоря и рейки топливного насоса, т. е. цикловую подачу топлива. Если нагрузка на двигатель возрастает и вследствие этого уменьшается частота вращения коленчатого вала, то уменьшается число отрицательных импульсов u_B индуктивного датчика 7, что приводит к увеличению ширины выходного положительного импульса u_C мультивибратора 6 и, как следствие, пропуску сумматором 2 большего числа импульсов u_A генератора 1 в виде импульсов u_D . В связи с этим сила среднего тока на выходе усилителя 3 возрастает, что воспринимается исполнительным механизмом 4. Якорь электромагнита с рейкой топливного насоса высокого давления перемещается в сторону увеличения цикловой подачи топлива, и значение частоты вращения коленчатого вала восстанавливается.

Как уже отмечалось, цикловая подача топлива может корректироваться в зависимости от ряда факторов, определяющих состояние двигателя, его рабочих тел и окружающей среды. Для этого в схему регулятора кроме основного датчика регулируемого параметра (частоты вращения коленчатого вала) включается ряд других датчиков (см. рис. 6.1).

Датчик давления (рис. 6.7, а) представляет собой коробку 1 с диафрагмой, воспринимающей давление p . Диафрагма связана с якорем 3 электромагнита, катушка которого состоит из трех обмоток. Первичная обмотка 5, занимающая всю длину электромагнита, воспринимает входное напряжение u_0 , создаваемое источником постоянного тока. Вторичные обмотки 4 и 6 намотаны так, что при нейтральном (среднем) положении сердечника выходное напряжение $u = 0$. Отклонение сердечника от этого положения вызывает появление напряжения u на выходе такого, что изменение движения приводит к изменению фазы напряжения на 180° . Связь между перемещением сердечника и напряжением u в рабочем диапазоне может быть принята линейной, т. е. $u = k_u z$, где k_u — коэффициент пропорциональности.

Положение z сердечника зависит от давления и определяется уравнением

$$\mu_d f_d p = E_0 + bz,$$

где $\mu_d f_d$ — эффективная площадь диафрагмы; E_0 — усилие предварительной деформации пружины; b — жесткость пружины. Следовательно,

$$z = (\mu_d f_d p - E_0)/b$$

или

$$u = k_u (\mu_d f_d p - E_0)/b.$$

Таким образом, зависимость $u = f(p)$ в данном случае может быть принята линейной:

$$u = kp - k_0, \quad (6.11)$$

где $k = k_u \mu_d f_d / b$ и $k_0 = k_u E_0 / b$.

Некоторые датчики давления обеспечивают коррекцию выходного сигнала также в зависимости от атмосферного давления воздуха. Для этого в их конструкцию включается anerоидная коробка 8, связанная ползунком 7 с резистором 3 (рис. 6.7, б).

Коррекция цикловой подачи топлива по давлению воздуха во впускном коллекторе обеспечивается подключением датчика давления к одному из настраиваемых резисторов генератора 1 (см. рис. 6.6). Изменение сопротивления такого резистора при изменении давления автоматически изменяет частоту импульсов u_A генератора и, следовательно, силу среднего тока в обмотке электромагнита 4, что влечет за собой соответствующее изменение цикловой подачи топлива.

Для измерения температуры воздуха во впускном коллекторе можно использовать датчик (рис. 6.7, а), изготовленный из тонкой проволоки 1 с высоким удельным сопротивлением, намотанной на миниатюрные крючки, укрепленные в текстолитовом корпусе 2. По мере возрастания температуры воздуха сопротивление датчика увеличивается линейно. Это сопротивление можно также связать с одним из резисторов, например, мультивибратора 6 (см. рис. 6.6). При возрастании температуры воздуха в выпускном коллекторе, т. е. при снижении его плотности и, следовательно, массы воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя, сопротивление резистора увеличивается, что приводит к уменьшению ширины положительных импульсов u_c мультивибратора, уменьшению числа импульсов u_D , пропускаемых сумматором 2 от генератора 1, снижению силы среднего тока на выходе из усилителя 3 и смещению рейки топливного насоса в сторону уменьшения цикловой подачи топлива.

Датчик, приведенный на рис. 6.7, г, может быть использован для измерения температуры охлаждающей воды на выходе из головки двигателя, т. е. теплового состояния двигателя. При изменении температуры ползунок 2 изменяет выходное сопротивление потенциометра 1, которое может быть связано, например, с резистором генератора 1 (см. рис. 6.6), что обеспечит коррекцию числа вырабатываемых им импульсов и соответствующую коррекцию цикловой подачи топлива.

Аналогично может быть осуществлена коррекция цикловой подачи топлива по температуре топлива (и, следовательно, по его плотности), если датчик температуры вмонтировать в головку топливного насоса высокого давления.

Приведенные выше примеры включения датчиков в схему электронного регулятора свидетельствуют о широких возможностях таких регуляторов формировать цикловую подачу топлива с учетом многих параметров, характеризующих состояние самого двигателя, рабочих тел (топлива, воздуха) и окружающей среды.

Появление интегральных микросхем существенно расширило возможности использования электроники в системах автоматического управления объектами и, в частности, двигателями внутреннего сгорания.

Микропроцессор, дополненный запоминающими устройствами и устройствами ввода-вывода, образует микроЭВМ, которая обеспечивает возможность целевого программирования процедур обработки данных, получаемых от датчиков и задатчиков, и формирования соответствующих управляющих воздействий, воспринимаемых исполнительным устройством. Знание результатов комплексного воздействия совокупности многих параметров рабочих тел, окружающей среды и режимов работы самого двигателя на качество работы двигателя создает условия для разработки соответствующих программ для мини-ЭВМ, оптимизации управляющих воздействий в целях, например, обеспечения минимального

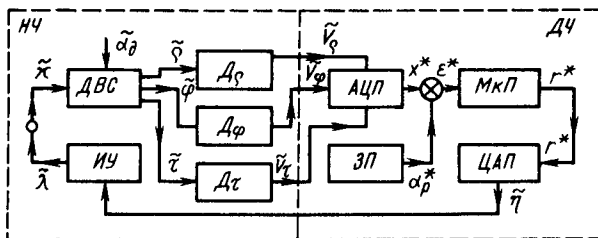


Рис. 6.8. Функциональная схема системы автоматического регулирования с электронным (микропроцессорным) регулятором

расхода топлива на каждом режиме, что трудно реализовать с помощью автоматических регуляторов, работающих на механической, гидравлической или пневматической основе.

Микропроцессорный регулятор строится на базе микроЭВМ и поэтому может обрабатывать сигналы датчиков только в дискретной форме. Эта часть САР обычно называется дискретной (ДЧ на рис. 6.8). Сам двигатель ДВС, исполнительное устройство ИУ, датчики (D_p ; D_φ ; D_t и др.) различных параметров двигателя имеют непрерывные аналоговые характеристики и в своей совокупности составляют непрерывную часть (НЧ) электронной САР.

Для передачи сигналов из НЧ в ДЧ и обратно эти сигналы должны соответствующим образом преобразовываться. С этой целью в структуру регулятора включаются аналого-цифровой преобразователь АЦП, преобразующий аналоговый сигнал (рис. 6.9, а) в дискретный (рис. 6.9, б, в), и цифроаналоговый преобразователь ЦАП, преобразующий дискретный сигнал в аналоговый.

В АЦП непрерывный сигнал подвергается квантованию по времени с шагом Δt , т. е. сигнал получает определенные значения только в моменты времени $0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, n\Delta t, \dots$. Таким образом, непрерывный сигнал, например $V_\varphi(t)$ (см. рис. 6.9, а), преобразуется в дискретный $\varphi^*(t)$ или в общем случае $x^*(t)$ (см. рис. 6.9, б). Одновременно происходит квантование сигнала по уровню путем округления дискретного сигнала $\varphi^*(t)$ до ближайшего стандартного уровня $\tilde{\varphi}^*(t)$ (см. рис. 6.9, в). Полученный таким образом сигнал $\tilde{x}^*(t)$ представляет собой последовательность цифровых двоичных кодов, которые в дискретные моменты времени передаются в процессор МкП (см. рис. 6.8). Сопоставлением данного сигнала $\tilde{x}^*(t)$ с сигналом $\alpha_p^*(t)$, поступающим от задатчика программы ЗП (в данном случае — дискретного), микроЭВМ вырабатывает дискретный сигнал погрешности, на основании которого в каждый тактовый момент времени ($0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, n\Delta t, \dots$) в соответствии с выбранным законом регулирования вычисляется дискретный регулирующий сигнал $r^*(t)$. Если же задатчик программы выдает сигнал в аналоговой форме, то перед входом в процессор этот сигнал следует преобразовать в дополнительном АЦП.

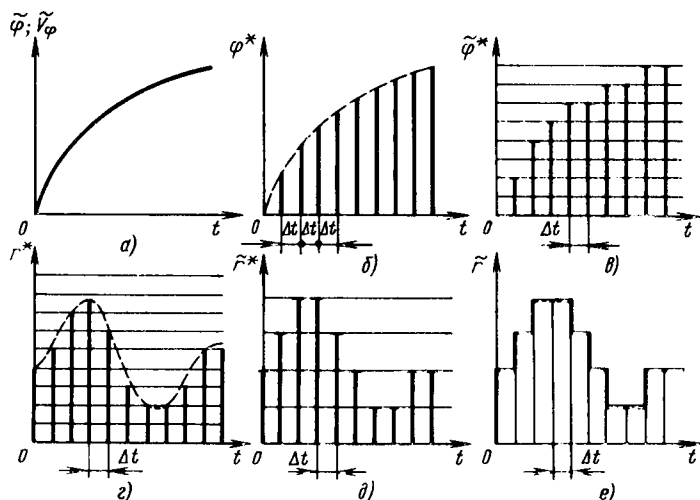


Рис. 6.9. Обработка сигналов в микропроцессорном регуляторе:

a — сигнал датчика аналоговый; *б* — преобразование аналогового в дискретный в АЦП; *в* — округление до ближайших стандартных уровней; *г* — дискретный управляющий сигнал от микропроцессора; *д* — округление до стандартных уровней в ЦАП; *е* — аналоговый сигнал после экстраполятора

В процессе вычисления процессор может выполнять операции сложения, умножения, деления и другие, способные привести к переполнению разрядной сетки ЭВМ. Полученный в результате расчета дискретный сигнал r^* вновь подвергается округлению до ближайшего стандартного значения (рис. 6.9, *г*) и затем в дискретные (такты) моменты времени передается в ЦАП. Если число разрядов микропроцессора составляет, например, 8, а число разрядов ЦАП составляет 4, то в ЦАП вновь производится округление (рис. 6.9, *д*), после чего сигнал поступает на экстраполятор, превращающий цифровой код в кусочно-линейный сигнал.

В большинстве микроЭВМ используются экстраполяторы нулевого порядка, называемые фиксаторами. Они превращают цифровой сигнал в аналоговый ступенчатый $\tilde{r}(t)$ (рис. 6.9, *е*), который и поступает на исполнительное устройство, т. е. в непрерывную часть системы.

При компоновке электронного регулятора кроме квантования сигнала по времени следует установить квантование сигнала по уровню и выбрать число разрядов микропроцессора. Необходимость квантования сигналов по времени и уровню превращает электронный регулятор в существенно нелинейный элемент САР. Нелинейная зависимость, связывающая непрерывный сигнал x и его квантованный аналог $\tilde{x}$, показана на рис. 6.10, *а* (шаг квантования q).

Такое квантование приводит к появлению определенной погрешности ε_q в передаче сигнала (рис. 6.10, *б*) по уровню. С уче-

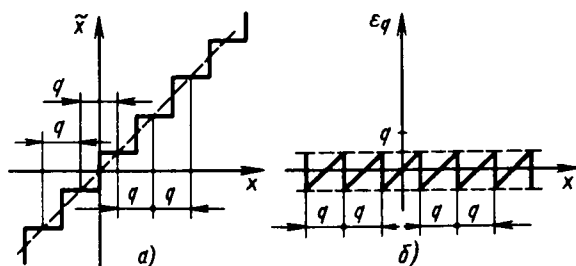


Рис. 6.10. Квантование сигнала:

a — связь непрерывного сигнала x с его квантовым аналогом $\tilde{x}$; *б* — изменение ошибки квантования по уровню; q — шаг квантования

том динамического характера переходного процесса и образования нелинейных характеристик и связей погрешность ϵ_q может превзойти принятое максимальное значение $q/2$ и даже привести к автоколебаниям.

В установившемся режиме общая погрешность в формировании сигнала в САР с микропроцессорным регулятором определяется суммой $\epsilon_{\text{общ}} = \epsilon_q + \epsilon_t + \epsilon_a$, где ϵ_q и ϵ_t — погрешности, вызываемые соответственно квантованием по уровню и по времени; ϵ_a — амплитуда автоколебаний, не превышающая q . На рис. 6.10, *б* видно, что $\epsilon_{q \text{ max}} = q/2$. При надлежащем выборе шага Δt квантования по времени можно обеспечить $\epsilon_{t \text{ max}} = q/2$. Следовательно, $\epsilon_{\text{общ. max}} = q/2 + q/2 + q = 2q$.

Если АЦП и ЦАП имеют N -разрядную сетку, то один из разрядов отводится на хранение алгебраического знака сигнала. В этом случае максимальный цифровой код

$$\tilde{x}_{\text{max}}^* = 2^{N-1}$$

и разрешающая способность САР

$$R = x_{\text{max}} / \tilde{x}_{\text{max}}^* = x_{\text{max}} / 2^{N-1},$$

где x_{max} — максимальное значение выходной координаты системы.

Разрешающая способность системы и определяет шаг квантования сигнала по уровню, так как $R = q$. Следовательно, $\epsilon_{\text{общ}} = 2R$, т. е. $R = \epsilon_{\text{общ}}/2$, или $\epsilon_{\text{общ}}/2 = x_{\text{max}}/2^{N-1}$, откуда $2^{N-2} \gg x_{\text{max}}/\epsilon_{\text{общ}}$. Полученное соотношение дает возможность выбрать число разрядов микропроцессора, если задана $\epsilon_{\text{общ}}$.

Переходный процесс датчиков в САР считается закончившимся, как только отклонение измеряемого параметра, например φ , от заданного равновесного состояния будет удовлетворять условию $\varphi \leq \varphi_e$. Если принять, что $\varphi_e = \epsilon_{\text{общ}} \leq 0,05\varphi(\infty)$, то при $\varphi_{\text{max}} = (1 + \sigma_m)\varphi(\infty)$ [где σ_m — максимальное значение,

выраженное в относительных единицах от $\varphi(\infty)$] справедливо соотношение

$$2^{N-2} \geq \frac{(1 + \sigma_m) \varphi(\infty)}{0,05 \varphi(\infty)} = \frac{1 + \sigma_m}{0,05}.$$

Так, например, $\sigma_m = 0,4$ дает $2^{N-2} \geq 25$ или $N = (\lg 25 / \lg 2) + 2 = 6,64 \approx 7$. Серийные микропроцессоры в большинстве случаев имеют восьмиразрядную структуру и поэтому вполне приемлемы для решения задач автоматического регулирования.

При выборе шага квантования по времени следует учитывать, что по мере уменьшения шага Δt квантования, как правило, улучшаются показатели качества процесса регулирования, появляется возможность управлять более сложными объектами, увеличивается полоса частот воспринятых сигналов. Вместе с тем уменьшение Δt приводит к резкому возрастанию сложности реализации такой системы, а следовательно, и стоимости микропроцессора. Кроме этого, наличие погрешности ϵ_q , достигающей $q/2$, делает заведомо нецелесообразными попытки исключить ϵ_t , так как вполне достаточно обеспечить $\epsilon_t \leq q/2$. Практика показала, что для систем с апериодическим переходным процессом при отсутствии запаздывания при выборе Δt можно ориентироваться на минимальное значение коэффициента дифференциального уравнения элемента, входящего в САР, который характеризует его инерционность. Если таким коэффициентом является, например, T_p , то выбор Δt должен удовлетворить неравенству

$$T_{p \min} / 8 \leq \Delta t \leq T_{p \min} / 4.$$

Если задано допустимое время переходного процесса системы t_p , то при выборе Δt можно пользоваться неравенством

$$t_p / 15 \leq \Delta t \leq t_p / 6.$$

После установления требуемой разрядности микропроцессора и шага квантования по времени можно выбрать серийный микропроцессор, посредством которого может быть реализован требуемый закон регулирования.

К основным недостаткам электрических (электронных) регуляторов следует отнести необходимость электрической энергии, исчезновение которой влечет отключение системы регулирования, а также практическую невозможность ремонта системы регулирования вне заводских условий. В связи с этим электронные системы следует строить в виде легко заменяемых блоков, наличие которых должно быть предусмотрено перечнем запасных деталей и узлов силовой установки.

§ 7.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПУСКОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

По мере развития и совершенствования конструкций автоматических регуляторов как прямого, так и непрямого действия, кроме задачи поддержания заданного скоростного режима двигателя, на автоматический регулятор возлагают все увеличивающееся число дополнительных вспомогательных функций автоматизации работы двигателя, что облегчает отладку работы двигателя (после настройки регулятора) и наблюдение за работой автоматов в процессе эксплуатации.

Одной из таких дополнительных функций регулятора является задача обеспечения пусковой подачи топлива.

Производительность топливных насосов высокого давления, устанавливаемых на дизелях, может значительно превышать требуемую на номинальном режиме. Поэтому в топливный насос или, как это часто делается, в автоматический регулятор вводят ограничитель подачи топлива (ограничитель нагрузки) в виде упора, не допускающего перемещения рейки топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива после выхода двигателя на номинальный режим. На рис. 3.19, *в* ограничителем нагрузки является винт 13 и призма 14, не допускающие перемещения рейки насоса в сторону увеличения подачи топлива. Однако доза топлива, определяемая этим упором, во многих случаях оказывается недостаточной для запуска холодного двигателя.

Для увеличения дозы топлива в период пуска такой ограничитель нагрузки делается подвижным. Достаточно при неработающем регуляторе переместить вал 27 с призмой корректора 14 вправо, сжав пружину 28, чтобы тяга 15 с поводком 17 под действием пружины 11 несколько переместилась вправо (в сторону увеличения подачи).

После пуска двигателя рычаг 12 с винтом 13 отойдет от призмы 14, которая с помощью пружины 28 возвратится в исходное положение.

В автоматических регуляторах более поздних конструкций (см., например, рис. 3.19, *б*) пусковое обогащение смеси осуществляется автоматически (см. § 3.2, характеристика *KL* на рис. 3.20, *в*).

§ 7.2. КОРРЕКЦИЯ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В транспортных условиях при переменных скоростных режимах постоянный упор рейки, установленный на номинальном режиме, вызывает излишнее снижение мощности двигателя на пониженных скоростных режимах (заштрихованная площадь на рис. 7.1).

Это связано с характеристиками золотниковых топливных насосов, в соответствии с которыми при снижении угловой скорости и неподвижной рейке цикловая подача насоса несколько уменьшается.

Для полного использования двигателя на пониженных скоростных режимах автоматические регуляторы (или топливные насосы) оборудуют специальными приспособлениями, которые называются *корректорами внешней характеристики*. Действие таких корректоров во многих случаях непосредственно связано с работой автоматического регулятора. Корректор в виде упругого упора топливного насоса (рис. 7.2, а) используют при наличии всережимных механических регуляторов с переменной предварительной деформацией пружины.

По мере увеличения нагрузки угловая скорость ω_p грузов регулятора уменьшается, и пружина 2 перемещает рейку 4 топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива. При номинальной нагрузке рейка 4 коснется упругого упора 6. При дальнейшем увеличении нагрузки двигатель перейдет на работу по внешней характеристике 3 (см. рис. 7.1), а угловая скорость грузов будет продолжать уменьшаться. Так как перемещение рейки насоса и, следовательно, муфты регулятора под действием усилия пружины 2 (см. рис. 7.2, а) тормозится упором 6, уменьшение угловой скорости ω_p приводит к увеличению разности восстанавливающей и поддерживающей сил. Эта разность сил передается регулятором через рейку 4 и упор 6 пружине 7, которая по мере уменьшения ω_p деформируется, и рейка перемещается в сторону увеличения подачи топлива. Подбором жесткости пружины 7 корректора обеспечивается желаемое перемещение рейки Δh на каждом скоростном режиме, в результате чего двигатель работает по внешней характеристике 2 вместо характеристики 3

(см. рис. 7.1). В ряде случаев упругий упор корректора включают непосредственно в конструкцию всережимного регулятора, как это показано на рис. 3.19, б (шток 5).

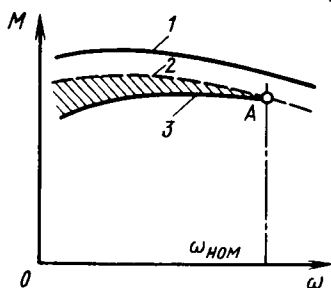


Рис. 7.1. Скоростные характеристики дизеля: 1 — внешняя абсолютная; 2 — предела дымности; 3 — внешняя эксплуатационная

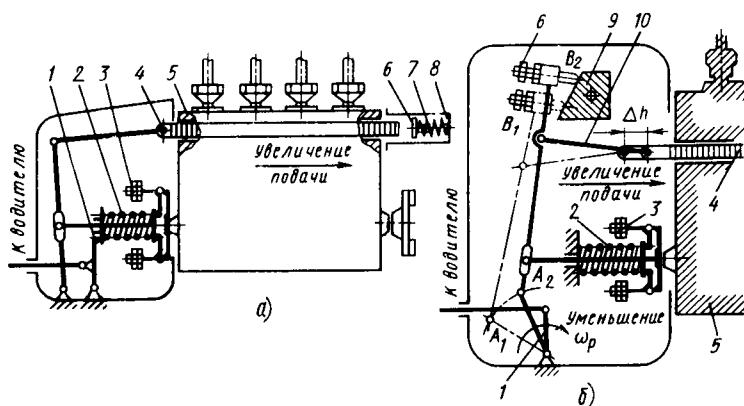


Рис. 7.2. Корректоры внешней характеристики дизеля с упором рейки:

а — с упругим; б — с профилированным; 1 — рычаг управления; 2, 7 — пружины; 3 — груз; 4 — рейка; 5 — топливный насос; 6 — упор; 8 — корректор; 9 — профилированная призма; 10 — тяга

Во всережимном регуляторе типа РВ (см. рис. 3.19, в) корректор внешней характеристики выполнен в виде профилированного упора 9 (см. рис. 7.2, б).

Выбор регуляторной характеристики осуществляется установкой рычага 1 в определенное положение. Поворот рычага 1 по часовой стрелке соответствует перемещению регуляторной характеристики в сторону уменьшения регулируемого скоростного режима. Например, если положение A_1B_1 рычага соответствует регуляторной характеристике 4 (см. рис. 3.20, б), то перемещение его в положение A_2B_2 переведет работу двигателя на регуляторную характеристику 3. При перемещении опоры 6 из положения B_1 в положение B_2 рейка топливного насоса в соответствии с профилированной призмой-упором 9 (см. рис. 7.2, б) переместится в сторону увеличения подачи топлива.

Подбором профиля призмы 9 корректора обеспечивается желаемая цикловая подача топлива на каждом скоростном режиме, в результате чего двигатель работает по желаемой характеристике 2 вместо характеристики 3 (см. рис. 7.1).

§ 7.3. АВТОМАТИЧЕСКАЯ НАСТРОЙКА УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

Важным фактором получения высоких энергетических и экономических показателей работы дизеля является правильный выбор угла опережения впрыскивания топлива. На стационарных двигателях целесообразно снижать угол опережения впрыскивания по мере уменьшения нагрузки, а на судовых и транспортных дизелях изменение угла опережения впрыскивания должно происходить в зависимости от изменений как нагрузки,

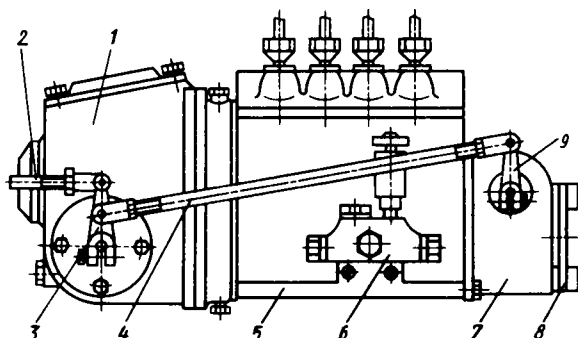


Рис. 7.3. Схема автоматического изменения угла опережения впрыска топлива: 1 — регулятор; 2, 4 — тяги; 3, 9 — рычаги; 5, 6 — насосы; 7 — муфта изменения угла опережения впрыска; 8 — привод насоса

так и угловой скорости коленчатого вала двигателя, причем по мере увеличения скоростного режима угол опережения впрыскивания целесообразно увеличивать по определенному закону. В связи с этим во многих случаях на топливные насосы транспортных дизелей устанавливают специальную муфту 7 угла опережения впрыскивания (рис. 7.3), с помощью которой водитель выбирает угол опережения впрыскивания по своему усмотрению. Однако при наличии на двигателе всережимного механического регулятора 1 и муфты 7 функции управления скоростными режимами двигателя и выбора угла опережения впрыскивания можно совместить, если кинематически связать рычаг 3 управления регулятора тягой 4 с рычагом 9 муфты 7.

На некоторых двигателях (ЯМЗ-240) устанавливается автоматическая муфта изменения угла опережения впрыскивания

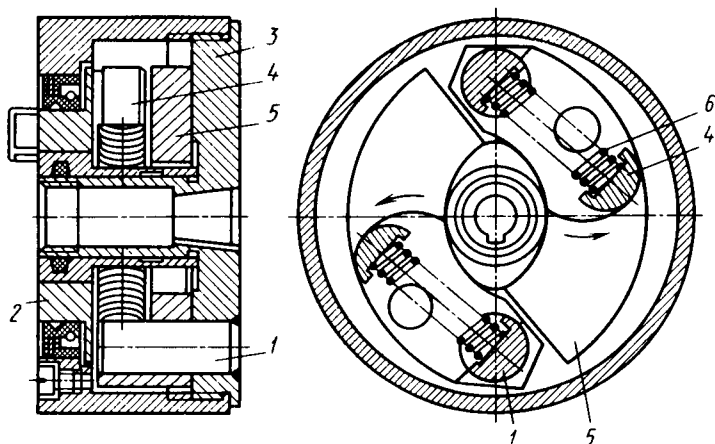


Рис. 7.4. Муфта с автоматическим изменением угла опережения впрыска: 1 — ось; 2 — ведущая полумуфта; 3 — ведомая полумуфта; 4 — палец; 5 — груз; 6 — пружина

Рис. 7.5. Механизм автоматического регулятора для аварийной остановки двигателя:

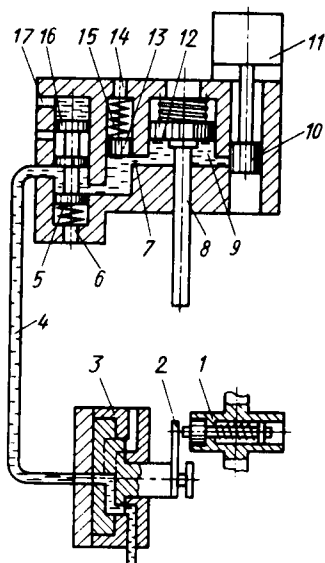
1 — предельный выключатель; 2 — рычаг; 3 — кран; 4, 6, 7, 9, 14 и 17 — масляные каналы; 5, 15 — пружины; 8 — шток; 10, 13, 16 — золотники; 11 — соленоид; 12 — поршень

(рис. 7.4), в которой ведомая полушфута 3 с помощью грузов 5 в зависимости от частоты вращения получает угловое смещение по отношению к ведущей полушфуте 2.

§ 7.4. АВТОМАТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА В СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЯ

В некоторых конструкциях автоматических регуляторов прямого действия предусматривается функция контроля давления масла в смазочной системе двигателя.

Если в объеме над золотником 16 (рис. 7.5), связанным каналом 17 с масляной системой двигателя, давление окажется ниже допустимого, золотник 16 под действием пружины 5 поднимается вверх и соединит каналами 6 и 7 полость под поршнем 12 серводвигателя с масляным резервуаром регулятора. Поршень 12 под действием пружины опустится вниз и штоком 8 переместит основной золотник регулятора (на рис. 7.5 не показан) в положение, обеспечивающее перемещение реек топливных насосов в сторону выключения подачи топлива. Аналогично действует система контроля при падении давления в масляной системе регулятора. В этом случае золотник 13 переместится вниз и соединит полость под поршнем 12 каналами 7 и 14 с масляным резервуаром регулятора. Полость под поршнем 12 соединяется со сливом также при подъеме золотника 10 системы дистанционной остановки двигателя или при ударе по рычагу 2 грузом предельного выключателя 1. При повороте рычага 2 кран 3 занимает положение, связывающее каналы 7 и 4 со сливом.



§ 7.5. КОРРЕКЦИЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ИЛИ ТОПЛИВА ПО ДАВЛЕНИЮ НАДДУВА

При набросе нагрузки на двигатель, оборудованный турбокомпрессором, автоматический регулятор настолько быстро увеличивает цикловую подачу топлива, что турбокомпрессор в силу своей инерционности не успевает соответственно увеличить подачу воздуха. Это вызывает неполноту сгорания (дымный выхлоп), потерю приемистости, а следовательно, снижает экономичность. Для исправления такого недостатка на некоторые современные

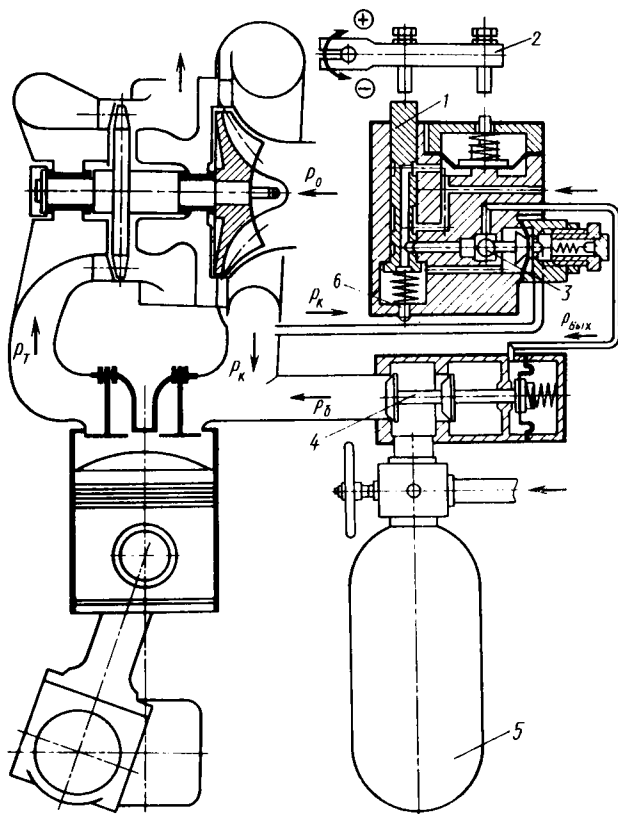


Рис. 7.6. Схема системы подачи дополнительного воздуха в цилиндры двигателя с газотурбинным наддувом при набросах нагрузки

автоматические регуляторы частоты вращения возлагается дополнительная задача согласования цикловой подачи топлива с количеством воздуха, поступающего в цилиндры двигателя. Задача эта может быть решена двумя способами: дополнительной подачей воздуха в цилиндры двигателя в момент наброса нагрузки; обеспечением увеличения цикловой подачи топлива в соответствии с увеличением количества воздуха, поступающего в цилиндры.

При реализации первого способа регулятор при резком увеличении нагрузки одновременно с увеличением цикловой подачи топлива открывает воздушный клапан для дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя, причем время работы воздушного клапана тем больше, чем больше новая нагрузка. На рис. 7.6 показана одна из возможных схем, обеспечивающих такую работу. В момент наброса нагрузки рычаг 2 перемещает золотник 1 вниз. Кольцевая выточка на золотнике при этом соединит напорную полость масляной системы с надмембранной полостью клапана 4.

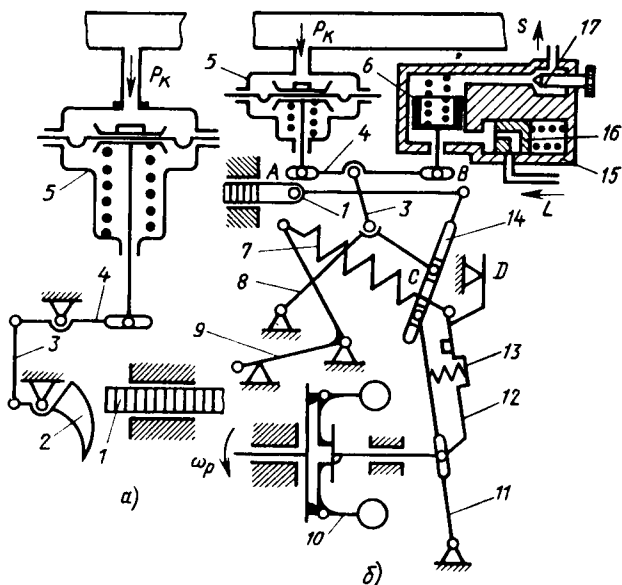


Рис. 7.7. Принципиальные схемы корректоров по давлению наддува:

a — с переменным упором рейки; *б* — с переменной кинематической связью регулятора частоты вращения с рейкой; 1 — рейка; 2 — упор рейки; 3 — толкатель; 4, 8, 11 и 12 — рычаги; 5 — чувствительный элемент давления; 6 — поршень; 7, 13 — пружины; 9 — рычаг управления; 10 — чувствительный элемент частоты вращения; 14 — кулиса; 15 — вязкостный корректор подачи топлива; 16 — регулятор давления; 17 — регулировочный винт

Клапан откроется, воздух под давлением $p = 2 \div 2,2$ МПа поступит из баллона 5 в цилиндры двигателя. После того как давление наддува p_k достигнет значения, определяемого предварительной деформацией пружины шарикового клапана 3, последний переместится влево, напорная полость закроется, а надмембранная полость клапана 4 разгрузится через сливное отверстие 6, в связи с чем дополнительная подача воздуха из баллона 5 прекратится.

Однако необходимость оборудования двигателя баллоном сжатого воздуха, требующим периодической подкачки, усложняет силовую установку. Поэтому в тех случаях, когда к динамическим свойствам двигателя не предъявляются высокие требования, автоматический регулятор частоты вращения дополняется чувствительным элементом 5, воспринимающим давление наддува p_k (рис. 7.7), и таким образом реализуется второй способ коррекции. В простейшем случае (рис. 7.7, *a*) увеличение давления наддува вызывает перемещение упора 2 в сторону увеличения максимальной цикловой подачи топлива путем дополнительного перемещения рейки 1. Однако чаще всего чувствительный элемент 5 встраивается в схему самого автоматического регулятора (рис. 7.7, *б*).

Увеличение p_k приводит к перемещению точки *A* вниз и, следовательно, к перемещению рейки 1 вправо — в сторону уве-

личения цикловой подачи топлива. При пуске рычаг 12 опирается на верхнюю опору, а рычаг управления 9 — на опору максимальной предварительной деформации пружины 7, которая удерживает рейку 1 в положении максимальной (пусковой) подачи топлива (точка *K* на рис. 3.20, *в*). После пуска двигателя рычаг 11, воздействуя на рычаг 12*, поворачивает его против часовой стрелки так, что соприкосновение рычага 12 с верхней опорой *D* не нарушается. Пружина 7 при этом незначительно растягивается, а пружина 13 сжимается. Рейка 1 перемещается, уменьшая цикловую подачу топлива (*KL* на рис. 3.20, *в*).

Максимальная предварительная деформация пружины 7 удерживает рычаги 11 и 12, кулису 14 и рейку 1 в положении, обеспечивающем формирование внешней характеристики *DC* вплоть до $\omega_{ном}$ (точка *C* на рис. 3.20, *в*). Дальнейшее увеличение ω приводит к перемещению рейки 1 в сторону уменьшения цикловой подачи топлива и образованию предельной регуляторной характеристики 6 (см. рис. 3.20, *в*). При $\omega < \omega_{ном}$ пружина 13 корректора внешней характеристики через кулису 14 постепенно перемещает рейку 1 в сторону увеличения $g_{ц}$, деформируя корректорную ветвь *CA* внешней характеристики 1 (см. рис. 3.20, *в*). Поворот рычага 9 в сторону меньшей предварительной деформации пружины 7 обеспечивает образование регуляторных характеристик 2—5 (см. рис. 3.20, *в*).

В схему регулятора (рис. 7.7, *б*) включен также корректор вида топлива, состоящий из подпружиненного поршня 6, установленного с определенным зазором в корпусе корректора 15. Поршень 6 и точка *B* удерживаются в определенном положении при течении топлива (по стрелке *L*) через регулятор давления 16 и регулировочный винт 17 (слив по стрелке *S*). Замена топлива, например, с дизельного на бензин (меньшая вязкость) приведет к перемещению поршня 6 вниз, рычаг 4 повернется относительно точки *A*, и рейка 1 сместится в сторону увеличения подачи топлива, что сохранит эффективные показатели работы двигателя.

Введение в конструкцию регулятора различных корректоров обеспечивает лучшее приспособление работы регулятора к выполнению тех или иных требований, предъявляемых к двигателю в процессе эксплуатации (приспособляемость, экологическая защита окружающей среды, сохранение показателей работы при смене топлива и др.).

Аналогичным образом регулятор может быть включен и в систему аварийно-предупредительной сигнализации или защиты при достижении контролируемыми параметрами (температура и уровень охлаждающей жидкости, температура и давление смазочного масла, температура отработавших газов и др.) значений, опасных для эксплуатации.

* Ссылки на позиции без указания рис. 3.20, *в* относятся к рис. 7.7, *б*.

§ 8.1. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Автоматические регуляторы прямого действия и чувствительные элементы регуляторов непрямого действия. Переходные процессы регулятора, описываемые дифференциальным уравнением

$$T_p^2 d^2 \eta / dt^2 + T_k d\eta / dt + \delta_z \eta = \varphi - \theta_p \alpha_p$$

или при двухимпульсном исполнении

$$T_p^2 d^2 \eta / dt^2 + T_k d\eta / dt + \delta_z \eta = T_r d\varphi / dt + \varphi - \theta_p \alpha_p,$$

могут возникнуть в результате внешнего возмущающего воздействия в виде изменения значения регулируемого параметра φ или настройки α_p регулятора.

В соответствии с принципом суперпозиции выберем в качестве возмущения ступенчатое изменение частоты вращения валика регулятора так, что $\varphi = 0$ при $t \leq -0$ и $\varphi = \varphi_b = \text{const}$ при $t > +0$. При этих условиях уравнение (3.43) или (5.7) при неизменной настройке регулируемого режима ($\alpha_p = 0$) получит вид

$$T_p^2 d^2 \eta / dt^2 + T_k d\eta / dt + \delta_z \eta = \varphi_b, \quad (8.1)$$

соответствующий также уравнению (3.84). Решение такого неоднородного уравнения ищется в виде суммы $\eta = \eta_{\text{од}} + \eta_{\text{в}}$, где $\eta_{\text{од}} = f(t)$ — общий интеграл однородного уравнения;

$$T_p^2 d^2 \eta / dt^2 + T_k d\eta / dt + \delta_z \eta = 0 \quad (8.2)$$

определяется в виде суммы

$$\eta_{\text{од}} = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}. \quad (8.3)$$

Здесь C_1 и C_2 — константы интегрирования, зависящие от начальных условий; p_1 и p_2 — корни характеристического уравнения $T_p^2 p^2 + T_k p + \delta_z = 0$, получаемого после подстановки в уравнение (8.2) выражения $\eta = C e^{p t}$. Решение характеристического уравнения имеет вид

$$p_{1,2} = (-T_k \pm \sqrt{S}) / (2T_p^2), \quad (8.4)$$

где

$$S = T_k^2 - 4T_p^2 \delta_z.$$

Частное решение неоднородного уравнения (8.1) находят в форме правой части (постоянной величины), поэтому

$$\eta_b = \Phi_b / \delta_z. \quad (8.5)$$

Решение (8.3) и (8.5) дает общий интеграл неоднородного дифференциального уравнения (8.1) в виде суммы

$$\eta = \Phi_b / \delta_z + C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}. \quad (8.6)$$

Для определения значений констант интегрирования C_1 и C_2 необходимо задать два начальных условия. Если принять, что до возмущения регулятор работал на установившемся режиме, то его муфта при $t = +0$ была еще неподвижна, поэтому первое начальное условие $\eta(0) = 0$. Второе начальное условие — это значение $\eta'(0)$ начальной скорости перемещения муфты. В одноп импульсном регуляторе, динамические свойства которого характеризуются уравнением (3.43), возмущением является только начальное отклонение входной координаты $\Phi_b = \text{const}$. В этом случае начальная скорость $\eta'(0) = 0$. Если регулятор двухимпульсный, то возмущение, которому соответствует правая часть уравнения (5.7), формируется не только отклонением Φ входной координаты, но и скоростью этого отклонения $(d\Phi/dt)_0$. Эта начальная скорость, усиленная в T_r раз, значительно интенсивнее воспринимается регулятором так, что при $t = +0$ муфта получает некоторую начальную скорость $\eta'(0)$, пропорциональную T_r и обратно пропорциональную коэффициенту T_p^2 , характеризующему инерционность регулятора *. Следовательно, применительно к уравнению (5.7) $v_0 = \eta'(0) = T_r \Phi_b / T_p^2$.

Подстановка этих условий для двухимпульсного регулятора в формулу (8.6) приводит к двум уравнениям $C_1 + C_2 = -\Phi_b / \delta_z$; $C_1 p_1 + C_2 p_2 = T_r \Phi_b / T_p^2$, совместное решение которых дает

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= -(T_r / T_p^2 + p_2 / \delta_z) \Phi_b / (p_2 - p_1); \\ C_2 &= (T_r / T_p^2 + p_1 / \delta_z) \Phi_b / (p_2 - p_1). \end{aligned} \right\} \quad (8.7)$$

С учетом уравнений (8.7) общий интеграл (8.6) приводится к виду

$$\eta = \frac{\Phi_b}{\delta_z} \left[1 - \frac{p_2 e^{p_1 t}}{p_2 - p_1} + \frac{p_1 e^{p_2 t}}{p_2 - p_1} \right] + \frac{T_r}{T_p^2} \cdot \frac{\Phi_b}{p_2 - p_1} (e^{p_2 t} - e^{p_1 t}). \quad (8.8)$$

Характер переходного процесса для выбранных конструктивных параметров T_p^2 и δ_z определяется временем катаракта T_k . Действительно, если силы гидравлического трения в механизме регулятора велики и выполняется условие $S \geq 0$ или $T_k^2 \geq 4T_p^2 \delta_z$, то оба корня p_1 и p_2 характеристического уравнения оказываются вещественными отрицательными числами, причем $|p_2| > |p_1|$.

* Определение начальных условий при наличии в дифференциальном уравнении производных входных координат в правой части см. § 11.5.

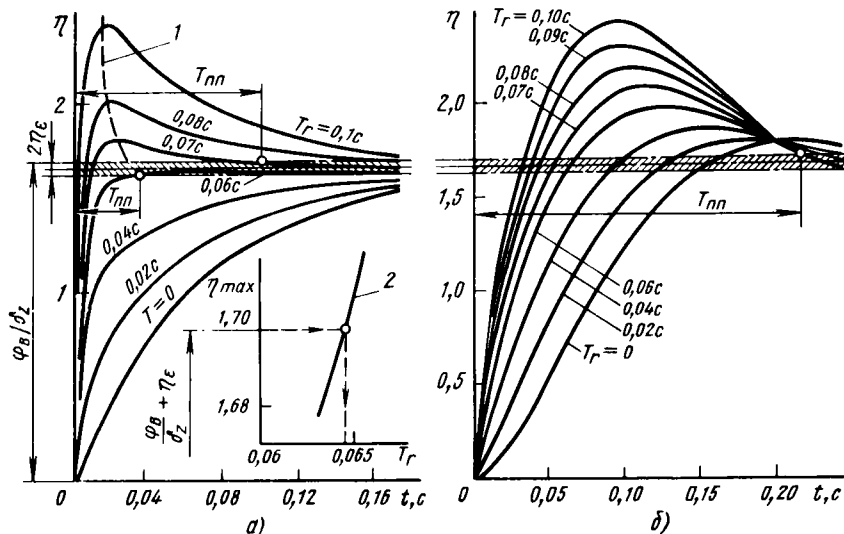


Рис. 8.1. Переходные процессы двухимпульсного (по скорости и ускорению) автоматического регулятора прямого действия:

а — аperiodические при $T_p^2 = 16 \cdot 10^{-5} \text{ c}^2$; $T_K = 0.04 \text{ c}$; $\delta_z = 0.6$; $\varphi_B = 1.0$; б — колебательные при $T_p^2 = 16 \cdot 10^{-4} \text{ c}^2$

Если параметры регулятора подобраны так, что выполняется условие $S < 0$, то корни характеристического уравнения становятся комплексными сопряженными:

$$P_{1,2} = \alpha \pm i\Omega, \quad (8.9)$$

где

$$\alpha = -T_K/(2T_p^2); \quad \Omega = \sqrt{-S}/(2T_p^2). \quad (8.10)$$

Общий интеграл (8.6) в этом случае примет вид

$$\eta = \varphi_B/\delta_z + e^{\alpha t} (C_1 e^{i\Omega t} + C_2 e^{-i\Omega t}),$$

а константы интегрирования [8.7]:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= [T_r/T_p^2 + (\alpha - i\Omega)/\delta_z] \varphi_B/(2i\Omega); \\ C_2 &= -[T_r/T_p^2 + (\alpha + i\Omega)/\delta_z] \varphi_B/(2i\Omega). \end{aligned} \right\} \quad (8.11)$$

С учетом формул Эйлера (2.118) и выражений (8.11) общий интеграл (8.6) при $S < 0$ примет вид

$$\eta = \frac{\varphi_B}{\delta_z} [1 - A e^{\alpha t} \sin(\Omega t + \gamma)] - \frac{T_r \varphi_B}{T_p^2 \Omega} e^{\alpha t} \sin \Omega t, \quad (8.12)$$

где

$$A = \sqrt{1 + (\alpha^2/\Omega^2)} \text{ и } \gamma = \text{arctg}(-\Omega/\alpha). \quad (8.13)$$

Таким образом, при выполнении условия $S > 0$ переходные процессы, описываемые общим интегралом (8.8), являются апериио-

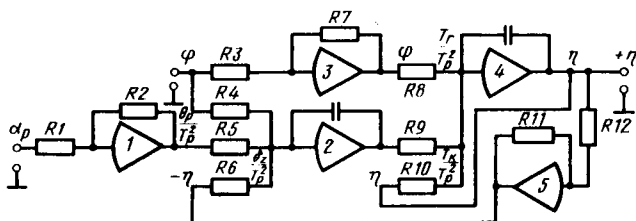


Рис. 8.2. Функциональная схема расчета переходного процесса двухимпульсного регулятора по скорости и ускорению на АВМ

дическими (рис. 8.1, а). Если же при больших значениях T_p^2 (при большей инерционности регулятора) или при меньших значениях T_k выполняется условие $S < 0$, переходные процессы становятся колебательными (рис. 8.1, б) с увеличением времени переходного процесса $t_{пп}$. Увеличение T_p^2 или T_k приводит также к увеличению периода колебаний, определяемого отношением:

$$T = 4\pi T_p^2 / \sqrt{4T_p^2 \delta_z - T_k^2}.$$

Если в регуляторе нет импульса по ускорению и его динамические свойства характеризуются дифференциальным уравнением (3.43), то переходные процессы определяются общими интегралами (8.8) или (8.12) при $T_r = 0$.

Для получения переходного процесса регулятора можно воспользоваться АВМ. С этой целью уравнение (5.7) следует представить в виде

$$\eta = \frac{1}{\rho^2} \left[\frac{T_r}{T_p^2} \rho \varphi + \frac{1}{T_p^2} \varphi - \frac{T_k}{T_p^2} \rho \eta - \frac{\delta_z}{T_p^2} \eta - \frac{\theta_p}{T_p^2} \alpha_p \right].$$

В правой части уравнения (5.7) есть производные не только исследуемой координаты η , но и входной координаты φ . Чтобы избежать необходимости применения дифференциатора в АВМ, дающего меньшую точность моделирования, уравнению целесообразно придать вид

$$\eta = \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{1}{T_p^2} \varphi - \frac{\delta_z}{T_p^2} \eta - \frac{\theta_p}{T_p^2} \alpha_p \right) + \frac{1}{\rho} \left(\frac{T_r}{T_p^2} \varphi - \frac{T_k}{T_p^2} \eta \right), \quad (8.14)$$

свидетельствующий о том, что в схему должны войти два последовательно включенных интегратора 2 и 4 (рис. 8.2).

Сумматор-интегратор 4 имеет в качестве выходной координаты η . Для образования второго слагаемого выражения (8.14) на вход сумматора-интегратора 4 через резистор $R10$, имитирующий коэффициент T_k/T_p^2 , подается координата η , а на резистор $R8$, имитирующий коэффициент T_r/T_p^2 , — координата $-\varphi$. Таким образом, резисторы $R8$ и $R10$ составляют основу для получения второго слагаемого выражения (8.14) с обратным алгебраическим знаком путем суммирования входных координат и ин-

Рис. 8.3. Алгоритм расчета переходных процессов двух-импульсного регулятора по скорости и ускорению на ЭВМ

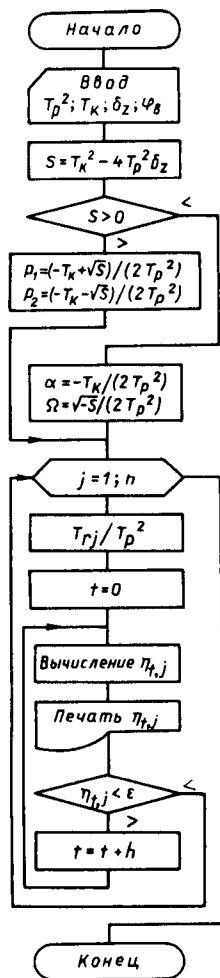
тегрирования суммы сумматором-интегратором 4. Для получения первого слагаемого выражения (8.14) выходная координата η через резистор $R6$, имитирующий коэффициент δ_z/T_p^2 , и инвертор 5 подается на вход сумматора-интегратора 2. Через резистор $R4$ формируется сигнал φ/T_p^2 , а через инвертор 1 — сигнал $-(\theta_p/T_p^2) \alpha_p$. После двойного интегрирования в сумматорах-интеграторах 2 и 4 на выходе формируется искомая выходная координата η . Если в регуляторе отсутствует импульс по ускорению, то отпадает необходимость в инверторе 3 и резисторе $R8$. Масштабы переменных и соответствующие коэффициенты k_i определяются ранее описанным методом (см. § 2.6).

Для расчета переходных процессов регулятора можно также воспользоваться цифровой ЭВМ в соответствии с алгоритмом (рис. 8.3), составленным применительно к формулам (8.8) и (8.12) при различных значениях T_r и программой (см. прил. 3). Импульс по ускорению, определяемый значением T_r , существенно влияет на качество переходного процесса (см. рис. 8.1), поэтому значение T_r должно быть подобрано таким образом, чтобы переходный процесс завершался за наименьший интервал времени и протекал без заброса ($\eta_{заб} \approx 0$).

Характер апериодических переходных процессов, представленных на рис. 8.1, а, свидетельствует о том, что время переходного процесса $t_{пп}$ окажется наименьшим при отсутствии заброса ($\eta_{заб} = 0$), если переходный процесс имеет максимум, равный $\varphi_{в}/\delta_z + \eta_e$. Для определения значения T_r , обеспечивающего образование именно такого переходного процесса, необходимо найти моменты времени t , при которых выполняется условие $d\eta/dt = 0$. Так, например, применительно к общему интегралу (8.8) формула

$$t = \frac{2,303 T_p^2}{\sqrt{T_k^2 - 4 T_p^2 \delta_z}} \lg \frac{2 T_p^2 - T_r (T_k + \sqrt{T_k^2 - 4 T_p^2 \delta_z})}{2 T_p^2 - T_r (T_k - \sqrt{T_k^2 - 4 T_p^2 \delta_z})} \quad (8.15)$$

даст кривую 1 на рис. 8.1, а. Подстановка полученных значений t в общий интеграл (8.8) при соответствующих значениях T_r даст



возможность построить график $\eta_{\max} = f(T_r)$ (кривая 2 на рис. 8.1, а). Затем в зависимости от степени нечувствительности и следует определить зону нечувствительности регулятора с ординатами $\pm \eta_e$ (заштрихованная область) и на основании равенства $\eta_{\max} = \varphi_b/\delta_z + \eta_e$ по кривой 2 определить искомое значение T_r , обеспечивающее минимальное значение времени переходного процесса $t_{\text{пп}}$ без заброса.

Как уже отмечалось, на переходный процесс оказывают существенное влияние силы гидравлического трения. Если они в регуляторе окажутся исчезающе малыми ($T_k \rightarrow 0$), то в этом случае уравнение (8.1) принимает вид $T_p d^2 \eta / dt^2 + \delta_z \eta = \varphi_b$. Такое уравнение, как известно, описывает незатухающий колебательный процесс с постоянными амплитудой и периодом колебаний:

$$T = 2\pi/\Omega_0 = 2\pi \sqrt{T_p^2/\delta_z}, \quad (8.16)$$

где Ω_0 — частота собственных незатухающих колебаний.

Иной результат в аналогичных условиях дает механический регулятор прямого действия с упругоприсоединенным катарактом (см. рис. 3.16). Если для простоты рассуждений в уравнении (3.42) принять $T_p^2 = T_k = 0$, то свободные переходные процессы (при $\varphi = \alpha_p = 0$) такого регулятора описываются уравнением первого порядка:

$$d\eta/dt + \{[k_{\text{п}}(\delta_z + \theta_{\text{п}}\mu_r) - \theta_{\text{п}}]/(\delta_z + \theta_{\text{п}}\mu_r) T_{\text{п}}\} \eta = 0,$$

решение которого

$$\eta = C e^{\{[-k_{\text{п}}(\delta_z + \theta_{\text{п}}\mu_r) - \theta_{\text{п}}]/[T_{\text{п}}(\delta_z + \theta_{\text{п}}\mu_r)]\} t}$$

показывает, что и при $T_k = 0$ (в регуляторе нет сил трения) переходный процесс оказывается сходящимся. Такие регуляторы способны устойчиво поддерживать скоростной режим двигателя также при весьма малой величине степени неравномерности.

Серводвигатели. Характер переходных процессов серводвигателей определяется как свойствами самих серводвигателей, так и использованными в них обратными связями.

Динамические свойства серводвигателя при отсутствии обратных связей характеризуются дифференциальным уравнением (4.24). Это уравнение показывает, что начальное перемещение $\eta = \eta_b = \text{const}$ золотника 4 (рис. 8.4, а) вызывает линейное по времени перемещение поршня серводвигателя $\lambda = (\eta_b/T_c) t$ (1, 2, 3 при $T_{c1} < T_{c2} < T_{c3}$). Свойство выходной координаты λ интегрировать значение входной координаты η привело к тому, что элементы, переходные процессы которых описываются уравнением вида (4.24), являются *интегрирующими*.

Учет жесткой обратной связи 11 (см. рис. 4.1, а) приводит к дифференциальному уравнению (4.22), по форме совпадающему с дифференциальным уравнением (2.86), поэтому методика состав-

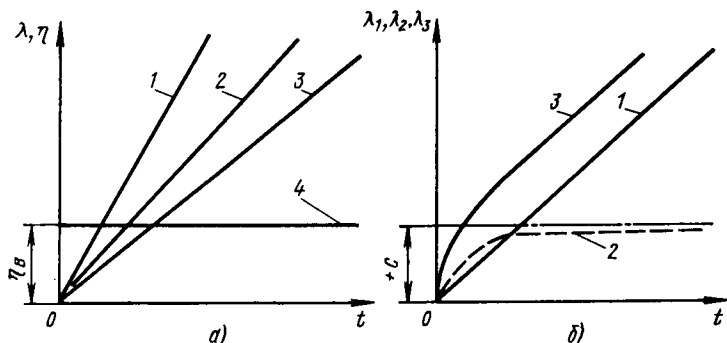


Рис. 8.4. Переходные процессы серводвигателя:

а — без обратной связи; б — с изодромной (гибкой) обратной связью

ления общего интеграла, изложенная в § 2.7, пригодна для анализа динамических свойств серводвигателя с жесткой обратной связью. Переходный процесс в этом случае становится экспоненциальным сходящимся (см. рис. 2.11, а).

Переходные процессы серводвигателя с изодромной обратной связью (см. рис. 4.4) описываются дифференциальным уравнением (4.21). Если возмущением, вызвавшим переходный процесс, является ступенчатое перемещение при $t = +0$ муфты чувствительного элемента от $\eta = 0$ до $\eta = \eta_v = \text{const}$, то $d\eta_v/dt = 0$, и уравнение получит вид

$$T_c T_{из} d\psi/dt + (T_c + T_{из}\beta_{из})\psi = \eta_v,$$

где $\psi = d\lambda/dt$. Решение этого уравнения $\psi = \psi_n + \psi_{од}$, где ψ_n — частный интеграл неоднородного уравнения $\psi_n = \eta_v/(T_c + T_{из}\beta_{из})$; $\psi_{од}$ — общий интеграл однородного уравнения, равный $\psi_{од} = Ce^{pt}$. Здесь p — корень характеристического уравнения $T_c T_{из} p + (T_c + T_{из}\beta_{из}) = 0$, определяемый отношением $p = -(T_c + T_{из}\beta_{из})/(T_c T_{из})$. Следовательно,

$$\psi = [\eta_v/(T_c + T_{из}\beta_{из})] + Ce^{-[(T_c + T_{из}\beta_{из})/(T_c T_{из})]t}.$$

Для определения константы интегрирования C необходимо задать начальное условие ψ_{+0} при $t = +0$. С учетом производной входной координаты в правой части уравнения (4.21) *

$$\psi_{+0} = (d\lambda/dt)_{+0} = [T_{из}/(T_c T_{из})] \eta_v = \eta_v/T_c,$$

поэтому $C = \eta_v/T_c - \eta_v/(T_c + T_{из}\beta_{из}) = T_{из}\beta_{из}\eta_v/[T_c (T_c + T_{из}\beta_{из})]$ и тогда

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{\eta_v}{T_c + T_{из}\beta_{из}} + \frac{T_{из}\beta_{из}\eta_v}{T_c (T_c + T_{из}\beta_{из})} e^{-\frac{T_c + T_{из}\beta_{из}}{T_c T_{из}} t}.$$

* Определение начальных условий при наличии в дифференциальном уравнении производных входных координат в правой части см. § 11.5.

После интегрирования по времени

$$\lambda = C + \frac{\eta_{\text{в}}}{T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}}} t - \frac{T_{\text{из}}^2\beta_{\text{из}}\eta_{\text{в}}}{(T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}})^2} e^{-\frac{T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}}}{T_{\text{с}}T_{\text{из}}} t}.$$

Так как при $t = +0$ $\lambda = 0$, то $C = T_{\text{из}}^2\beta_{\text{из}}\eta_{\text{в}}/(T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}})^2$. С учетом этого

$$\lambda = \frac{\eta_{\text{в}}}{T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}}} t + \frac{T_{\text{из}}^2\beta_{\text{из}}\eta_{\text{в}}}{(T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}})^2} \left[1 - e^{-\frac{T_{\text{с}} + T_{\text{из}}\beta_{\text{из}}}{T_{\text{с}}T_{\text{из}}} t} \right].$$

Здесь две составляющие (рис. 8.4, б): 1 — прямолинейная $\lambda_1 = f(t)$ и 2 — экспоненциальная $\lambda_2 = f(t)$, которые в совокупности дают представление о переходном процессе 3.

Динамические свойства серводвигателя с комбинированной обратной связью характеризуются дифференциальным уравнением (4.18), по форме совпадающим с дифференциальными уравнениями (2.78) и (5.7), поэтому методика составления общего интеграла, изложенная в § 8.1, функциональная схема на рис. 8.2 и схема алгоритма на рис. 8.3 могут быть использованы и для рассматриваемого элемента регулятора непрямого действия.

§ 8.2. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Автоматические регуляторы прямого действия и чувствительные элементы регуляторов непрямого действия. Динамические свойства автоматического регулятора прямого действия или чувствительного элемента регулятора непрямого действия характеризуются дифференциальным уравнением (3.43) второго порядка, которое при неизменной настройке ($\alpha_{\text{р}} = 0$) имеет вид уравнения (8.1). Следовательно, передаточная функция (3.46) регулятора определяется отношением

$$Y_{\text{р}}^{\Phi}(p) = 1/d_{\text{р}}(p) = 1/(T_{\text{р}}^2 p^2 + T_{\text{к}} p + \delta_{\text{з}}),$$

которое с учетом условия $p = i\Omega$ дает выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики:

$$Y_{\text{р}}^{\Phi}(i\Omega) = 1/d_{\text{р}}(i\Omega) = 1/[(\delta_{\text{з}} - \Omega^2 T_{\text{р}}^2) + i\Omega T_{\text{к}}]. \quad (8.17)$$

Так как $Y_{\text{р}}^{\Phi}(i\Omega) = x_{\text{р}}^{\Phi}(\Omega) + iy_{\text{р}}^{\Phi}(\Omega)$, то, умножив и разделив отношение (8.17) на разность $(\delta_{\text{з}} - \Omega^2 T_{\text{р}}^2) - i\Omega T_{\text{к}}$, можно получить формулы вещественной

$$x_{\text{р}}^{\Phi}(\Omega) = (\delta_{\text{з}} - \Omega^2 T_{\text{р}}^2)/[T_{\text{р}}^4 \Omega^4 + (T_{\text{к}}^2 - 2T_{\text{р}}^2 \delta_{\text{з}}) \Omega^2 + \delta_{\text{з}}^2] \quad (8.18)$$

и мнимой

$$y_{\text{р}}^{\Phi}(\Omega) = -\Omega T_{\text{к}}/[T_{\text{р}}^4 \Omega^4 + (T_{\text{к}}^2 - 2T_{\text{р}}^2 \delta_{\text{з}}) \Omega^2 + \delta_{\text{з}}^2] \quad (8.19)$$

частотных характеристик регулятора.

Если в выражении (8.18) вынести за скобки T_p^2 , то с учетом выражения (8.16) получим

$$x_p^\varphi(\Omega) = (1/T_p^2) \{(\Omega_0^2 - \Omega^2)/[(\Omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \Omega^2 T_k^2/T_p^4]\}. \quad (8.20)$$

Эта формула показывает, что при $\Omega = \Omega_0$ и при $\Omega \rightarrow \infty$ значение $x_p^\varphi(\Omega) = 0$, а при $\Omega = 0$ определяется отношением $x_p^\varphi(\Omega) = 1/\delta_z$, характеризующим перемещение муфты регулятора в результате ступенчатого единичного изменения входной координаты φ (рис. 8.5, а). Следовательно, зависимости $x_p^\varphi(\Omega) = f_x(\Omega)$ должны иметь экстремальные значения, определяемые из условия $dx_p^\varphi(\Omega)/d\Omega = 0$ в виде зависимости

$$x_p^\varphi(\Omega)_{\text{эк}} = \Omega_0^2/[T_p^2(\Omega_0^4 - \Omega^4)]. \quad (8.21)$$

На рис. 8.5, а кривые, описываемые выражением (8.21), представлены двумя штрихпунктирными ветвями, на которых располагаются экстремальные значения вещественных частотных характеристик чувствительного элемента.

Выражение (8.19) мнимой частотной характеристики может быть приведено к виду

$$y_p^\varphi(\Omega) = -T_k/(T_p^4 \{ \Omega/[(\Omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \Omega^2 T_k^2/T_p^4] \}). \quad (8.22)$$

Формула показывает, что характеристика $y_p^\varphi(\Omega) = f_y(\Omega)$ (рис. 8.5, б) стремится к нулю при $\Omega \rightarrow 0$ и при $\Omega \rightarrow \infty$ и проходит через экстремальное значение, определяемое из условия $dy_p^\varphi(\Omega)/d\Omega = 0$ в виде зависимости

$$y_p^\varphi(\Omega)_{\text{эк}} = -T_k \Omega/[2T_p^4(\Omega_0^4 - \Omega^4)].$$

Знание значений вещественной и мнимой частотных характеристик при выбранных значениях частоты колебаний Ω дает возможность построить амплитудную и фазовую частотные характеристики автоматического регулятора прямого действия (или чувствительного элемента). Так как

$$A_p^\varphi(\Omega) = \sqrt{[x_p^\varphi(\Omega)]^2 + [y_p^\varphi(\Omega)]^2} \quad (8.23)$$

и

$$\text{tg } \gamma_p^\varphi(\Omega) = y_p^\varphi(\Omega)/x_p^\varphi(\Omega), \quad (8.24)$$

то подстановка в эти уравнения выражений (8.20) и (8.22) с учетом формулы (8.16) дает следующие соотношения:

$$A_p^\varphi(\Omega) = 1 / \left[T_p^2 \sqrt{(\Omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \Omega^2 T_k^2/T_p^4} \right]; \quad (8.25)$$

$$\gamma_p^\varphi(\Omega) = -\arctg \Omega T_k/[T_p^2(\Omega_0^2 - \Omega^2)]. \quad (8.26)$$

Математическое выражение (8.25) представляет собой амплитудную частотную характеристику автоматического регулятора

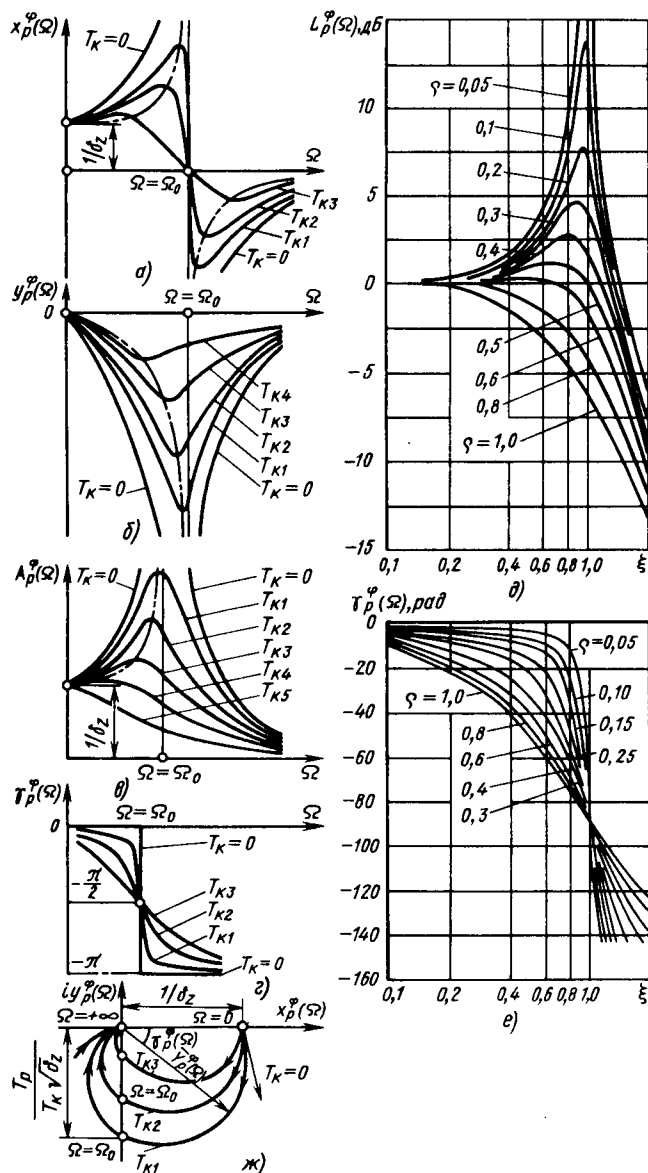


Рис. 8.5. Частотные характеристики автоматических регуляторов прямого действия при $T_{K1} < T_{K2} < T_{K3} < T_{K4} < T_{K5}$:

а — вещественные; б — мнимые; в — амплитудные; г — фазовые; д — амплитудные логарифмические; е — фазовые логарифмические; ж — амплитудно-фазовые

прямого действия (или чувствительного элемента) $A_p^\varphi(\Omega) = f_A(\Omega)$ (рис. 8.5, в), а выражения (8.26) — фазовую частотную характеристику $\gamma_p^\varphi(\Omega) = f_\gamma(\Omega)$ (рис. 8.5, з) того же элемента.

Если угловая скорость вала регулятора при $t = +0$ изменилась ступенчато на конечную величину от $\varphi_v = 0$ до $\varphi_v = 1,0$ и оставалась затем постоянной, то частота ее колебаний $\Omega = 0$, и тогда в соответствии с формулой (8.25) амплитудная частотная характеристика (см. рис. 8.5, в) дает значение перемещения $1/\delta_z$ муфты регулятора в новое положение в результате переходного процесса (см., например, рис. 8.1). При $\Omega = \Omega_0$ (при резонансе) и при $T_k = 0$ амплитудная частотная характеристика имеет разрыв и распадается на две ветви. При $T_k \neq 0$ амплитуда при некоторой частоте достигает экстремума. Расположение экстремальных значений амплитуды при различных T_k определяется из условия $dA_p^\varphi(\Omega)/d\Omega = 0$ и приводится к зависимости $A_p^\varphi(\Omega)_{\text{эк}} = 1/[T_p^2 \sqrt{\Omega_0^4 - \Omega^4}]$, построение которой на рис. 8.5, в дает штрихпунктирную кривую.

Фазовая частотная характеристика (см. рис. 8.5, з), определяемая выражением (8.26), при $T_k = 0$ в пределах $0 \leq \Omega \leq \Omega_0$ совпадает с осью абсцисс (сдвига фазы нет). При переходе через резонансное значение ($\Omega = \Omega_0$) сдвиг фазы становится равным $-\pi$ и при дальнейшем увеличении Ω остается без изменения. В случае $T_k \neq 0$ и при резонансе ($\Omega = \Omega_0$) имеет место всегда один и тот же сдвиг фаз, равный $-\pi/2$. По мере увеличения T_k изменение сдвига фаз становится все более плавным.

По известным вещественной (8.18) и мнимой (8.19) или амплитудной (8.25) и фазовой (8.26) частотным характеристикам регулятора строятся амплитудно-фазовые частотные характеристики, показанные на рис. 8.5, ж (при различных значениях T_k).

Будучи числом комплексным, амплитудно-фазовая частотная характеристика может быть представлена в виде

$$Y_p^\varphi(i\Omega) = A_p^\varphi(\Omega) e^{i\gamma_p^\varphi(\Omega)}. \quad (8.27)$$

Логарифмирование данного выражения после подстановки формул (8.25) и (8.26) с учетом выражения (8.16) дает следующее соотношение:

$$\begin{aligned} \ln Y_p^\varphi(i\Omega) = & -\ln T_p^2 \sqrt{(\Omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \Omega^2 T_k^2 / T_p^4} - \\ & - i \operatorname{arctg} \{ \Omega T_k / [T_p^2 (\Omega_0^2 - \Omega^2)] \}. \end{aligned} \quad (8.28)$$

Таким образом, логарифмической амплитудной частотной характеристикой регулятора прямого действия (чувствительного элемента) является зависимость

$$L_p^\varphi(\Omega) = -20 \lg T_p^2 \sqrt{(\Omega_0^2 - \Omega^2)^2 + \Omega^2 T_k^2 / T_p^4} = f_L(\lg \Omega),$$

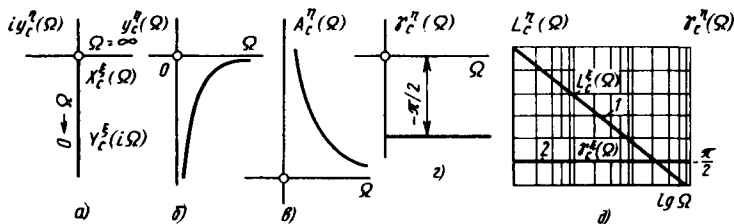


Рис. 8.6. Частотные характеристики серводвигателя без обратной связи: а — амплитудно-фазовая; б — мнимая; в — амплитудная; г — фазовая; д — логарифмическая; 1 — амплитудная; 2 — фазовая

представленная на рис. 8.5, д, а логарифмической фазовой частотной характеристикой (рис. 8.5, е) — зависимость

$$\gamma_p^o(\Omega) = -\arctg \{ \Omega T_k / [T_p^2 (\Omega_0^2 - \Omega^2)] \} = f(\lg \Omega),$$

построенные при постоянстве безразмерного параметра $\rho = \frac{\alpha}{\Omega} = \frac{T_k}{2T_p\Omega_0}$, пропорционального времени катаракта, в зависимости от безразмерной частоты колебаний $\xi = \Omega/\Omega_0$, где Ω_0 — частота собственных колебаний, определяемая из выражения (8.16).

Сопоставление дифференциальных уравнений (5.7) двухимпульсного регулятора (по скорости и ускорению) и дифференциального уравнения (2.78) свидетельствует о том, что методика построения частотных характеристик, изложенная в § 2.9 (см. рис. 2.19), применима и для рассматриваемого регулятора.

Серводвигатели. В соответствии с дифференциальным уравнением (4.24) серводвигателя без обратной связи его передаточная функция определяется отношением (4.9), поэтому амплитудно-фазовая частотная характеристика после подстановки $p = i\Omega$ получит вид

$$Y_c^{\eta}(i\Omega) = 1/(i\Omega T_c). \quad (8.29)$$

Так как $Y_c^{\eta}(i\Omega) = x_c^{\eta}(\Omega) + iy_c^{\eta}(\Omega)$, то

$$x_c^{\eta}(\Omega) = 0; \quad y_c^{\eta}(\Omega) = -1/(\Omega T_c). \quad (8.30)$$

Таким образом, амплитудно-фазовая частотная характеристика серводвигателя без обратных связей представляет собой отрицательную часть ординаты от $-\infty$ (при $\Omega = 0$) до 0 (при $\Omega = +\infty$) (рис. 8.6, а), а мнимой частотной характеристикой является гипербола (рис. 8.6, б). По формулам, аналогичным формулам (8.23) и (8.24), с учетом выражений (8.30) можно определить амплитудную частотную характеристику

$$A_c^{\eta}(\Omega) = 1/(\Omega T_c), \quad (8.31)$$

показанную на рис. 8.6, а, и фазовую частотную характеристику

$$\gamma_c^n(\Omega) = -\operatorname{arctg}[\infty] = -\pi/2, \quad (8.32)$$

представленную на рис. 8.6, з.

С учетом выражений (8.31) и (8.32) амплитудно-фазовой частотной характеристике может быть придан вид

$$Y_c^n(i\Omega) = (1/\Omega T_c) e^{-i\pi/2}.$$

Следовательно, логарифмические амплитудная и фазовая частотные характеристики серводвигателя без обратной связи (рис. 8.6, д) можно записать в форме

$$\left. \begin{aligned} L_c^n(\Omega) &= -20 \lg [1/(\Omega T_c)]; \\ \gamma_c^n(\Omega) &= -\pi/2 = \text{const.} \end{aligned} \right\} \quad (8.33)$$

Если сопоставить дифференциальные уравнения (2.86) и (4.22), то можно убедиться, что частотные характеристики, представленные на рис. 2.17 и 2.18, являются также частотными характеристиками серводвигателя с жесткой обратной связью.

В тех случаях, когда серводвигатель оборудован изодромной обратной связью, дифференциальное уравнение получает вид формулы (4.21). Путем деления всех членов уравнения на собственный оператор и подстановки $p = i\Omega$ может быть получена амплитудно-фазовая частотная характеристика

$$Y_c^n(i\Omega) = -\frac{1 + i\Omega T_{из}}{\Omega [T_c T_{из} \Omega^2 - i(T_c + T_{из} \beta_{из})]}. \quad (8.34)$$

Умножение и деление полученного выражения на сумму $T_c T_{из} \Omega^2 + i(T_c + T_{из} \beta_{из})$ дает возможность получить формулы вещественной

$$x_c^n(\Omega) = \frac{T_{из}^2 \beta_{из}}{T_c^2 T_{из}^2 \Omega^2 + (T_c + T_{из} \beta_{из})^2} \quad (8.35)$$

и мнимой

$$y_c^n(\Omega) = -\frac{T_c T_{из}^2 \Omega^2 + (T_c + T_{из} \beta_{из})}{\Omega [T_c^2 T_{из}^2 \Omega^2 + (T_c + T_{из} \beta_{из})^2]} \quad (8.36)$$

частотных характеристик (рис. 8.7, а, б). По вещественной (8.35) и мнимой (8.36) частотным характеристикам с учетом выражений, аналогичных (8.23) и (8.24), можно определить амплитудную (рис. 8.7, в)

$$A_c^n(\Omega) = \frac{1}{\Omega} \sqrt{\frac{1 + T_{из}^2 \Omega^2}{T_c^2 T_{из}^2 \Omega^2 + (T_c + T_{из} \beta_{из})^2}} \quad (8.37)$$

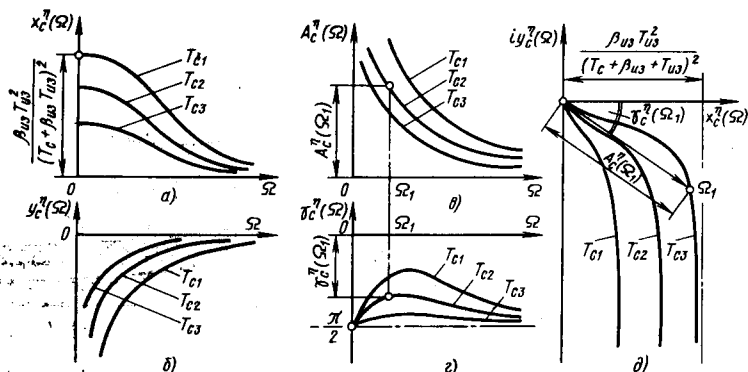


Рис. 8.7. Частотные характеристики серводвигателя с изодромной обратной связью:

а — вещественная; б — мнимая; в — амплитудная; г — фазовая; д — амплитудно-фазовая при $T_{c1} < T_{c2} < T_{c3}$

и фазовую (рис. 8.7, г) частотные характеристики

$$\gamma_c^n(\Omega) = -\arctg \frac{T_c T_{из}^2 \Omega^2 + (T_c + T_{из} \beta_{из})}{\Omega T_{из}^2 \beta_{из}}, \quad (8.38)$$

а следовательно, и амплитудно-фазовые частотные характеристики (рис. 8.7, д).

При комбинированной обратной связи дифференциальное уравнение (4.18) серводвигателя аналогично дифференциальному уравнению (2.78) (при $\alpha_d = 0$). Поэтому частотные характеристики такого серводвигателя аналогичны характеристикам, показанным на рис. 2.19.

§ 8.3. СИЛЫ ТРЕНИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В МЕХАНИЗМЕ РЕГУЛЯТОРА И ОРГАНАХ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

Регуляторы современных двигателей внутреннего сгорания работают, как правило, в условиях хорошего смазывания. Поэтому в их механизме преобладают силы гидравлического (вязкого) трения. Появление сил трения без смазочного материала возможно только при разрыве масляной пленки. Однако и в этом случае следует иметь в виду, что муфта чувствительного элемента и связанные с ней детали в процессе работы совершают непрерывные колебания относительно положения равновесия в связи с периодической неравномерностью вращения, присущей поршневым (даже многоцилиндровым) двигателям; вибрацией корпуса регулятора; колебаниями, вызываемыми работой топлив-

ного насоса, и др. При наличии вибрации, и особенно вибрации высокой частоты, трение без смазочного материала изменяет свой характер и по свойствам приближается к гидравлическому трению. Именно поэтому во многих случаях при исследовании работы систем автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания оказывается возможным учитывать только силы гидравлического трения

$$F_r = \vartheta (dz/dt) = \vartheta [d(z_0 + \Delta z)/dt] = \\ = \vartheta (d\Delta z/dt), \quad (8.39)$$

где ϑ — фактор торможения, значение которого необходимо при оценке работы регулятора в динамике.

Для определения значений фактора торможения можно воспользоваться переходными процессами изолированного от двигателя регулятора и топливного насоса. В условиях постоянства скоростных режимов работы системы ($\varphi = 0$) и неизменности настройки регулятора ($\alpha_p = 0$) переходные процессы описываются уравнением (8.2). Параметры системы должны быть подобраны так, чтобы переходные процессы были колебательными. В этом случае корни характеристического уравнения определяются выражениями (8.9), а значение фактора торможения ϑ можно подсчитывать по формуле [2]

$$\vartheta = 2\sqrt{\mu F_p/[1 + (\Omega/\alpha)^2]}.$$

Отношение Ω/α определяется по амплитудным отклонениям Δz_1 и Δz_2 муфты регулятора:

$$\Omega/\alpha = 2\pi m/(2,303 \lg \Delta z_2/\Delta z_1),$$

где m — число периодов между выбранными амплитудами. Такие экспериментальные переходные процессы должны быть получены при нескольких скоростных режимах, охватывающих весь диапазон частот вращения, в котором работает регулятор. Полученные на их основе значения ϑ дают возможность построить зависимость $\vartheta = f(n)$ (рис. 8.8), удобную для выбора ϑ и определения значения T_k .

Фактор торможения можно также определить с помощью частотных характеристик регулятора, получаемых экспериментальным путем.

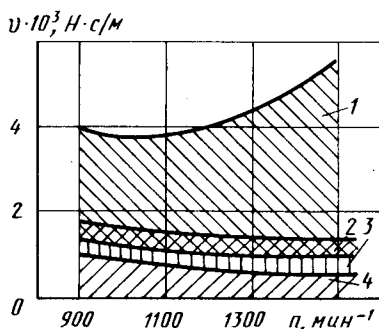


Рис. 8.8. Фактор торможения элементов всережимного регулятора РВ с топливным насосом:

1 — значения фактора торможения грузов; 2 — муфты; 3 — рычагов и тяги; 4 — топливного насоса

В качестве гармонического возмущающего воздействия на регулятор (входной координаты) при этом методе удобно выбирать периодические колебания его настройки ($\alpha_p = \text{var}$), создаваемые колебательными движениями рычага управления при постоянной угловой скорости грузов ($\varphi = 0$).

Сопоставление гармонических колебаний входной координаты (рычага управления) и выходной координаты (муфта регулятора или рейки топливного насоса) при различных частотах колебаний дает возможность определять амплитуды колебаний и сдвиги фазы и, следовательно, строить амплитудную и фазовую частотные характеристики. Одной из них можно воспользоваться для определения числового значения T_k . Так, например, если измерен сдвиг фазы $\gamma_p^\alpha(\Omega)$, то

$$\vartheta = (\mu\Omega - F_p/\Omega) \operatorname{tg} \gamma_p^\alpha(\Omega).$$

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 9.1. РЕГУЛЯТОРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Системой автоматического регулирования (САР) (рис. 9.1) называется совокупность взаимодействующих в процессе работы элементов (двигателя 2 и регулятора 1), предназначенных для поддержания в заданных пределах значений регулируемого параметра (частоты вращения, температуры, давления и т. д.). Функциональная схема такой системы представлена на рис. 1.2, в.

Классификация САР двигателей оказывается наиболее удобной, если основным признаком для классификации принять тип установленного на двигателе регулятора.

Статические свойства САР определяются регуляторными характеристиками (см. рис. 3.15, б; 3.18, б; 3.20, б, в; 3.22; 3.28), которые при установке на двигателе, например, автоматического регулятора частоты вращения представляют собой зависимости эффективной мощности N_e , крутящего момента M или среднего эффективного давления p_e от частоты вращения (угловой скорости) коленчатого вала при условии, что эта зависимость определяется установленным на двигателе автоматическим регулятором при выбранном положении органа управления двигателем в пределах от полной подачи топлива до подачи холостого хода: $N_e = f(\omega)$; $M = f(\omega)$; $p_e = f(\omega)$.

Следовательно, регуляторной характеристикой двигателя является совокупность установившихся (равновесных) режимов работы САР двигателя при различных нагрузках и при определенной настройке автоматического регулятора.

Регуляторная характеристика двигателя может быть построена, если известны скоростные характеристики двигателя $M = f(\omega)$ при постоянных положениях h рейки топливного насоса (квадрант I на рис. 9.2, кривые 1—4) и равновесные кривые (см. рис. 3.9) регулятора (квадрант III на рис. 9.2, кривые 6—10). В квадрантах II и IV наносятся прямые 5 и 11, характеризующие передаточные отношения механизмов, связывающих двигатель и регулятор, причем прямая $h = f(z)$ учитывает наличие в системе главной отрицательной обратной связи (по мере увеличения z рейка должна перемещаться в сторону уменьшения подачи топлива).

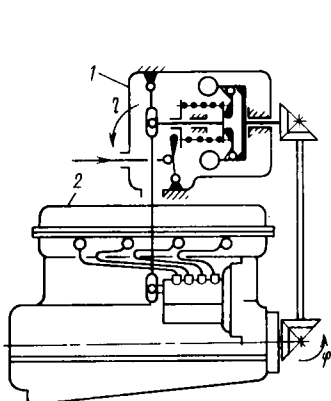


Рис. 9.1. Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя с регулятором прямого действия

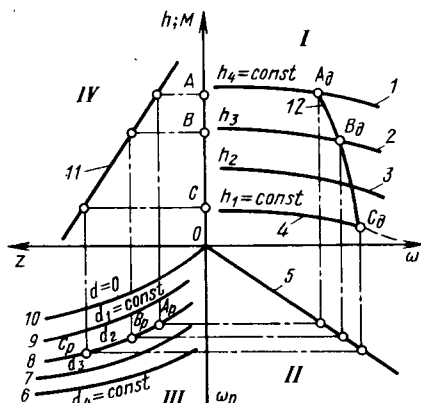


Рис. 9.2. Построение регуляторной характеристики двигателя

После выбора равновесной кривой (например, 8) с предварительной деформацией пружины d_2 на оси ординат в квадранте IV отмечаются значения h_n (h_4, h_3 и т. д.), соответствующие скоростным характеристикам двигателя (точки A, B, C и др.). Полученные точки проецируются на равновесную кривую (точки A_p, B_p, C_p), а затем на скоростные характеристики двигателя. Соединение точек A_d, B_d, C_d кривой и дает регуляторную характеристику 12 двигателя.

В зависимости от условий эксплуатации к форме регуляторных характеристик предъявляют различные требования. Характеристики, представленные на рис. 3.15, б; 3.18, б; 3.20, б, в; 3.22; 3.28, называются статическими, так как по мере уменьшения крутящего момента двигателя увеличивается угловая скорость.

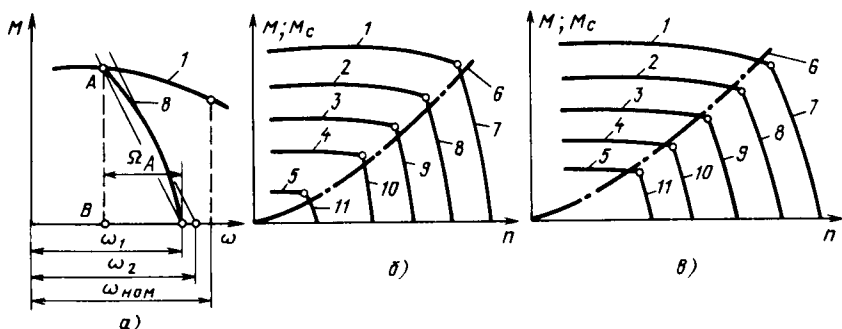


Рис. 9.3. Характеристики двигателя:

а — с непрямолинейной регуляторной характеристикой; б — с всережимным регулятором, имеющим программированный упор рейки топливного насоса; в — с всережимно-предельным регулятором; 1 — внешняя; 2—5 — частичные; 6 — потребителя; 7—11 — регуляторные

Статизм регуляторной характеристики определяется степенью неравномерности δ и для статических характеристик $\delta > 0$.

Уменьшение диапазона изменения угловой скорости в пределах одной регуляторной характеристики приближает статические характеристики к астатическим (AB на рис. 9.3, a). При астатических регуляторных характеристиках $\delta = 0$. Отклонение регуляторной характеристики от прямолинейной формы оценивают степенью непрямолинейности

$$\nu = (\omega_2 - \omega_1) 100 \% / \omega_{\text{ном}},$$

где $\omega_{\text{ном}}$ — угловая скорость при номинальном режиме работы двигателя (рис. 9.3, a). Иногда при установке на главном судовом двигателе всережимного регулятора его включают в работу с программированным упором, который ограничивает перемещение рейки в сторону увеличения подачи топлива по мере уменьшения регулируемого скоростного режима (рис. 9.3, b). Иногда в судовых условиях всережимные регуляторы используются в качестве всережимно-предельных (рис. 9.3, $в$).

§ 9.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ САР

Статические свойства САР определяются совокупностью регуляторных характеристик, соответствующих заданным техническим условиям (степени неравномерности, непрямолинейности, нечувствительности и т. д.).

Точки регуляторных характеристик определяют соответствующие установившиеся (равновесные) режимы, при которых положение муфты регулятора всегда соответствует значению заданной угловой скорости. Однако изменения нагрузки на двигатель или настройки регулятора нарушают эти соответствия, появляются переходные процессы, характер которых определяется динамическими свойствами САР при неустановившихся (неравновесных) режимах работы. Таким образом, оценить динамические свойства САР можно путем исследования переходных процессов.

При таких исследованиях прежде всего оценивается устойчивость системы регулирования, т. е. ее способность обеспечивать установление и поддержание заданного нового положения равновесия. Однако если новое положение равновесия устанавливается регулятором лишь через значительный интервал времени или если в течение переходного процесса проявляются недопустимо большие отклонения (забросы) от положения равновесия, то работу такого регулятора нельзя признать удовлетворительной. Эти обстоятельства выдвигают вторую задачу исследования — выявление качества переходного процесса.

Третьей задачей исследований динамических свойств САР является определение таких параметров регулятора, которые при заданном регулируемом объекте обеспечивали бы заданные пара-

метры качества переходных процессов. Эта задача по существу является задачей синтеза САР.

Названные задачи динамики регулирования реализуются путем составления и решения дифференциального уравнения системы, в результате которого получают зависимость регулируемого параметра от времени, т. е. математическое выражение переходного процесса: $\omega = f(t)$, где ω — угловая скорость. Найденный таким образом переходный процесс дает возможность оценить динамические свойства системы, выяснить ее пригодность для практических целей или найти средства обеспечения этой пригодности.

Разработаны также методы оценки динамических свойств систем по виду дифференциальных уравнений без их решения. Таким образом, для выполнения поставленных задач необходимо прежде всего составить дифференциальное уравнение САР (см. рис. 9.1), состоящей из самого двигателя 2 как регулируемого объекта и автоматического регулятора 1. Структурные схемы различных САР (рис. 9.4) составлены на основании структурных схем двигателей (см. рис. 2.6) и автоматических регуляторов (см. рис. 3.26; 4.7; 5.2; 5.6).

Система автоматического регулирования прямого или непрямого действия сможет выполнять возложенные на нее функции, если ее элементы (двигатель и регулятор) соединены в последовательную цепь взаимодействия с выполнением условия главной отрицательной обратной связи (2.147), которое для системы непрямого регулирования имеет вид:

$$\lambda = -\kappa. \quad (9.1)$$

Таким образом, для получения представления о динамических свойствах САР необходимо совместно решить дифференциальные уравнения: двигателя — (2.80) или (2.86); чувствительного элемента (автоматического регулятора прямого действия) — (3.44); серводвигателя — (4.19) и главной отрицательной обратной связи — (2.147) или (9.1). Так, например, для системы автоматического регулирования двигателя без наддува [см. (2.86)] и регулятора прямого действия [см. (3.44)] эти уравнения составляют систему

$$\left. \begin{aligned} d_d(p) \varphi &= \kappa - \theta_d \alpha_d; \\ d_p(p) \eta &= \varphi - \theta_p \alpha_p; \\ \eta &= -\kappa. \end{aligned} \right\} \quad (9.2)$$

Если же двигатель оборудован регулятором непрямого действия, то система уравнений с учетом условия (9.1) имеет вид

$$\left. \begin{aligned} d_d(p) \varphi &= \kappa - \theta_d \alpha_d; \\ d_p(p) \eta &= \varphi - \theta_p \alpha_p; \\ d_c(p) \lambda &= u_c(p) \eta; \\ \lambda &= -\kappa. \end{aligned} \right\} \quad (9.3)$$

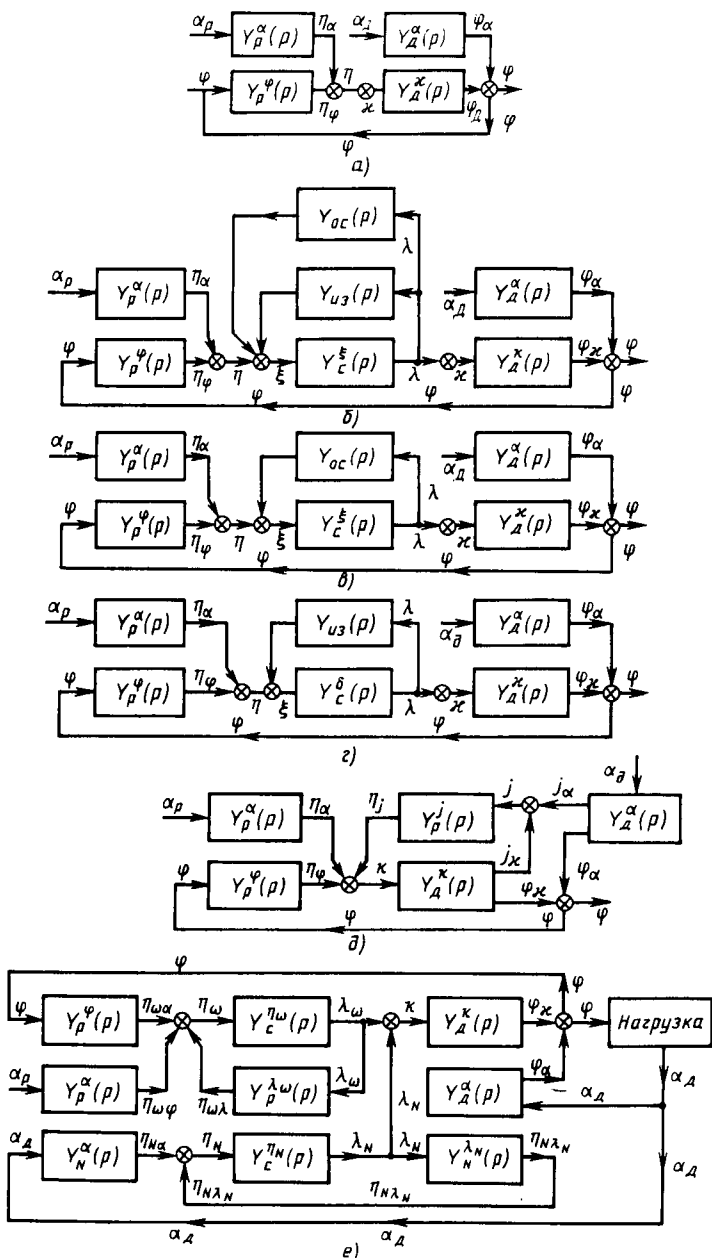


Рис. 9.4. Структурные схемы САР:

а — прямого действия; б — непрерывного действия с комбинированной обратной связью; в — непрямого действия с жесткой обратной связью; г — прямого действия с двухимпульсным регулятором по скорости и ускорению; е — непрямого действия с двухимпульсным регулятором по скорости и нагрузке

При совместном решении системы уравнений необходимо прежде всего выбрать параметр, изменение по времени которого должно быть исследовано. Наиболее часто в качестве такого параметра выбирают регулируемый, в данном случае — изменение угловой скорости φ вала двигателя. Дифференциальное уравнение САР в этом случае составляется в виде

$$\Delta \cdot \varphi = \Delta_{\varphi}, \quad (9.4)$$

где Δ — главный определитель системы и Δ_{φ} — присоединенный определитель, дающий правую часть уравнения системы, характеризующую внешние постоянно действующие возмущения (α_d и α_p).

Главный определитель Δ системы составляется из коэффициентов дифференциальных уравнений элементов при их выходных координатах. Если в качестве исследуемой выбрать систему (9.2), то такими выходными координатами являются φ и η , поэтому уравнения элементов целесообразно переписать в виде

$$\begin{aligned} d_d(p) \varphi + \eta &= -\theta_d \alpha_d; \\ -\varphi + d_p(p) \eta &= -\theta_p \alpha_p, \end{aligned}$$

в соответствии с которым главный определитель системы

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_d(p); & +1 \\ -1; & d_p(p) \end{vmatrix}.$$

Присоединенный определитель Δ_{φ} составляется путем замены в главном определителе столбца, соответствующего исследуемой координате, членами правой части дифференциальных уравнений элементов, определяющих возмущающие воздействия на систему.

С учетом сказанного присоединенный определитель системы (9.2) получит вид

$$\Delta_{\varphi} = \begin{vmatrix} -\theta_d \alpha_d; & +1 \\ -\theta_p \alpha_p; & d_p(p) \end{vmatrix}.$$

Раскрытие определителей и подстановка их в уравнение (9.4) приводит последнее к виду

$$D(p) \varphi = U(p) \alpha_p - B(p) \alpha_d, \quad (9.5)$$

где

$$\left. \begin{aligned} D(p) &= R(p) + 1 = d_d(p) d_p(p) + 1; \\ U(p) &= \theta_p; \\ B(p) &= d_p(p) \theta_d. \end{aligned} \right\} \quad (9.6)$$

Полученное уравнение САР можно развернуть, если учесть в нем развернутые выражения собственных операторов двигателя [см. (2.30)] и регулятора [см. (3.45)]. При этом условии собствен-

ный оператор и операторы воздействия САР получают вид

$$\left. \begin{aligned} D(p) &= A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0; \\ U(p) &= U_0; \quad B(p) = B_2 p^2 + B_1 p + B_0. \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

Уравнение (9.5) можно представить в дифференциальной форме

$$\begin{aligned} A_3 \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + A_1 \frac{d\varphi}{dt} + A_0 \varphi = \\ = U_0 \alpha_p - B_2 \frac{d^2 \alpha_d}{dt^2} - B_1 \frac{d\alpha_d}{dt} - B_0 \alpha_d, \end{aligned} \quad (9.8)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_3 &= T_d T_p^2; & U_0 &= \theta_p; \\ A_2 &= T_d T_k + T_p^2 k_d; & B_2 &= T_p^2 \theta_d; \\ A_1 &= T_d \delta_z + T_k k_d; & B_1 &= T_k \theta_d; \\ A_0 &= 1 + k_d \delta_z; & B_0 &= \delta_z \theta_d. \end{aligned} \right\} \quad (9.9)$$

При желании исследовать во времени движение муфты регулятора уравнение (9.4) следует записать в виде

$$\Delta \cdot \eta = \Delta_\eta. \quad (9.10)$$

Главный определитель системы остается при этом неизменным, а присоединенный определитель Δ_η принимает вид

$$\Delta_\eta = \begin{vmatrix} d_d(p); & -\theta_d \alpha_d \\ -1; & -\theta_p \alpha_p \end{vmatrix}.$$

Эта же методика составления дифференциального уравнения может быть использована и для систем непрямого регулирования. Так, например, главный и присоединенный определители системы (9.3) имеют вид

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} d_d(p); & +1; & 0 \\ -1; & 0; & d_p(p) \\ 0; & d_c(p); & -u_c(p) \end{vmatrix}; \\ \Delta_\varphi &= \begin{vmatrix} -\theta_d \alpha_d; & +1; & 0 \\ -\theta_p \alpha_p; & 0; & d_p(p) \\ 0; & d_c(p); & -u_c(p) \end{vmatrix}, \end{aligned}$$

раскрытие которых и подстановка в уравнение (9.4) с учетом формул (3.45), (4.23) приводит к линейному неоднородному дифференциальному уравнению четвертого порядка вида

$$\begin{aligned} A_4 \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + A_1 \frac{d\varphi}{dt} + A_0 \varphi = \\ = U_0 \alpha_p - B_3 \frac{d^3 \alpha_d}{dt^3} - B_2 \frac{d^2 \alpha_d}{dt^2} - B_1 \frac{d\alpha_d}{dt} - B_0 \alpha_d \end{aligned} \quad (9.11)$$

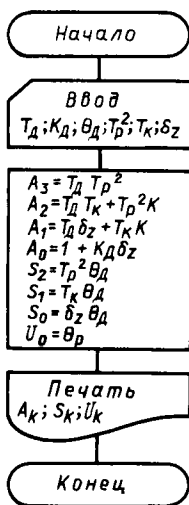


Рис. 9.5. Схема алгоритма вычислений коэффициента дифференциального уравнения САР

с коэффициентами

$$\begin{aligned}
 A_4 &= T_c T_d T_p^2; \\
 A_3 &= T_c (T_d T_k + T_p^2 k_d) + k_c T_p^2 T_d; \\
 A_2 &= T_c (T_k k_d + T_d \delta_z) + k_c (T_d T_k + T_p^2 k_d); \\
 A_1 &= T_c k_d \delta_z + k_c (T_k k_d + T_d \delta_z); \\
 A_0 &= 1 + k_c k_d \delta_z; \\
 B_3 &= T_c T_p^2 \theta_d; \\
 B_2 &= (T_p^2 k_c + T_c T_k) \theta_d; \\
 B_1 &= (T_k k_c + T_c \delta_z) \theta_d; \\
 B_0 &= k_c \delta_z \theta_d; \\
 U_0 &= \theta_p.
 \end{aligned}
 \tag{9.12}$$

Аналогично могут быть получены дифференциальные уравнения и других САР прямого и непрямого действия двигателей с наддувом и без наддува. Порядок дифференциального уравнения систем определяется суммой порядков дифференциальных уравнений элементов, составляющих эти системы.

Для расчета на ЭВМ числовых значений коэффициентов дифференциального уравнения, например (9.8), по формулам (9.9) можно воспользоваться схемой алгоритма (рис. 9.5) и программой, приведенной в прил. 4, а, б.

§ 9.3. НОРМИРОВАННЫЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ САР

При исследовании работы САР иногда целесообразно дифференциальным уравнениям придать форму, удобную для использования в процессе анализа или синтеза. Такую форму имеют уравнения с безразмерными координатами и коэффициентами (нормированный вид) и уравнения в векторной форме записи (нормальный вид).

Нормирование уравнений можно выполнить выбором некоторой константы q с размерностью времени, определяемой в каждом конкретном случае параметрами системы (двигателя и регулятора), причем

$$t = \tau q, \tag{9.13}$$

где τ — безразмерное время.

После подстановки выражения (9.13), например, в уравнение (9.8) и деления всех членов уравнения на коэффициент A_4 найдем, что

$$\begin{aligned} & \frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + \frac{A_2}{A_3} q \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \frac{A_1}{A_3} q^2 \frac{d\varphi}{d\tau} + \frac{A_0}{A_3} q^3 \varphi = \\ & = \frac{U_0}{A_3} q^3 \alpha_p - \frac{B_2}{A_3} q \frac{d^2\alpha_n}{d\tau^2} - \frac{B_1}{A_3} q^2 \frac{d\alpha_n}{d\tau} - \frac{B_0}{A_3} q^3 \alpha_n. \end{aligned} \quad (9.14)$$

Так как на выбор константы q предварительных условий не накладывалось, можно принять, что $(A_0/A_3) q^3 = 1$, откуда для уравнения третьего порядка

$$q = \sqrt[3]{A_3/A_0}. \quad (9.15)$$

Подстановка соотношения (9.15) в уравнение (9.14) дает нормированное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + \chi \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \zeta \frac{d\varphi}{d\tau} + \varphi = L_0 \alpha_p - Q_2 \frac{d^2\alpha_n}{d\tau^2} - Q_1 \frac{d\alpha_n}{d\tau} - Q_0 \alpha_n, \quad (9.16)$$

коэффициенты которого

$$\left. \begin{aligned} \chi &= \frac{A_2}{A_3} \sqrt[3]{\frac{A_3}{A_0}}; & \zeta &= \frac{A_1}{A_3} \sqrt[3]{\left(\frac{A_3}{A_0}\right)^2}; \\ Q_2 &= \frac{B_2}{A_3} \sqrt[3]{\frac{A_3}{A_0}}; & Q_1 &= \frac{B_1}{A_3} \sqrt[3]{\left(\frac{A_3}{A_0}\right)^2}; \\ Q_0 &= \frac{B_0}{A_0}; & L_0 &= \frac{U_0}{A_0}. \end{aligned} \right\} \quad (9.17)$$

Так же можно пронормировать уравнение (9.11) четвертого порядка и привести его к виду

$$\begin{aligned} & \frac{d^4\varphi}{d\tau^4} + \Psi \frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + \chi \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \zeta \frac{d\varphi}{d\tau} + \varphi = L_1 \frac{d\alpha_p}{d\tau} + L_0 \alpha_p - \\ & - Q_3 \frac{d^3\alpha_n}{d\tau^3} - Q_2 \frac{d^2\alpha_n}{d\tau^2} - Q_1 \frac{d\alpha_n}{d\tau} - Q_0 \alpha_n, \end{aligned} \quad (9.18)$$

если принять

$$q = \sqrt[4]{\frac{A_4}{A_0}}. \quad (9.19)$$

В уравнении (9.18)

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= (A_3/A_4) \sqrt[4]{A_4/A_0}; & \chi &= (A_2/A_4) \sqrt[4]{(A_4/A_0)^2}; \\ \zeta &= (A_1/A_4) \sqrt[4]{(A_4/A_0)^3}; & Q_3 &= (B_3/A_4) \sqrt[4]{A_4/A_0}; \\ Q_2 &= (B_2/A_4) \sqrt[4]{(A_4/A_0)^2}; & Q_1 &= (B_1/A_4) \sqrt[4]{(A_4/A_0)^3}; \\ Q_0 &= B_0/A_0; & L_1 &= (U_1/A_4) \sqrt[4]{(A_4/A_0)^3}; & L_0 &= U_0/A_0. \end{aligned} \right\} \quad (9.20)$$

В общем случае для уравнения n -го порядка константа времени

$$q = \sqrt[n]{A_n/A_0}. \quad (9.21)$$

При исследовании устойчивости САР принимается, что внешние или внутренние возмущения лишь выводят систему из равновесного положения или меняют его на новое и в течение переходного процесса не действуют. Это равносильно принятию условия $\alpha_d = \alpha_p = 0$, с учетом которого нормированные уравнения получают вид

$$d^2\varphi/d\tau^2 + \zeta d\varphi/d\tau + \varphi = 0; \quad (9.22)$$

$$d^3\varphi/d\tau^3 + \chi d^2\varphi/d\tau^2 + \zeta d\varphi/d\tau + \varphi = 0; \quad (9.23)$$

$$d^4\varphi/d\tau^4 + \Psi d^3\varphi/d\tau^3 + \chi d^2\varphi/d\tau^2 + \zeta d\varphi/d\tau + \varphi = 0; \quad (9.24)$$

$$\frac{d^5\varphi}{d\tau^5} + Z \frac{d^4\varphi}{d\tau^4} + \Psi \frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + \chi \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \zeta \frac{d\varphi}{d\tau} + \varphi = 0. \quad (9.25)$$

Характерной особенностью нормированных дифференциальных уравнений (9.16) и (9.18) является безразмерность координат, времени, коэффициентов и членов уравнений.

Коэффициенты уравнений, вычисляемые по формулам (9.17) или (9.20), определяют условия, при которых обеспечивается подобие переходных процессов, поэтому их часто называют *критериями подобия*.

Нормальными называют дифференциальные уравнения вида $x' = f(y; x; x_1; \dots; x_n)$, содержащие среди своих членов только одну производную первого порядка (располагаемую обычно слева от знака равенства). Для приведения к нормальному виду, например, уравнения (9.8) в него следует ввести новые переменные:

$$d\varphi/dt = x_1; \quad d^2\varphi/dt^2 = dx_1/dt = x_2.$$

Если нагрузка на двигатель не изменяется ($\alpha_d = 0$), то после введения новых переменных уравнение (9.8) может быть заменено нормальной системой из трех уравнений:

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= x_1; \\ dx_1/dt &= x_2; \\ dx_2/dt &= -(A_2/A_3)x_2 - (A_1/A_3)x_1 - (A_0/A_3)\varphi + (u_p/A_3)\alpha_p. \end{aligned} \right\} \quad (9.26)$$

Несколько сложнее приводятся к нормальной форме дифференциальные уравнения в тех случаях, когда входные координаты — возмущения — имеют производные. Таким оказывается, например, уравнение (9.8) при постоянной настройке регулятора ($\alpha_p = 0$) и изменении нагрузки на двигатель ($\alpha_d \neq 0$). В этом случае его можно представить в виде

$$\begin{aligned} \frac{d^3\varphi}{dt^3} + \frac{A_2}{A_3} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{A_1}{A_3} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{A_0}{A_3} \varphi = \\ = - \frac{B_2}{A_3} \frac{d^2\alpha_d}{dt^2} - \frac{B_1}{A_3} \frac{d\alpha_d}{dt} - \frac{B_0}{A_3} \alpha_d. \end{aligned} \quad (9.27)$$

Замена переменных в таких уравнениях должна осуществляться в виде

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= x_1 + k_1 \alpha_d; \\ dx_1/dt &= x_2 + k_2 \alpha_d; \\ dx_2/dt &= -\frac{A_2}{A_3} x_2 - \frac{A_1}{A_3} x_1 - \frac{A_0}{A_3} \varphi + k_3 \alpha_d, \end{aligned} \right\} \quad (9.28)$$

причем коэффициенты k_i подлежат определению. С этой целью из первого уравнения (9.28) находим $x_1 = d\varphi/dt - k_1 \alpha_d$ и тогда из второго уравнения получаем

$$x_2 = d^2\varphi/dt^2 - k_1 d\alpha_d/dt - k_2 \alpha_d.$$

Подстановка x_1 и x_2 в последнее уравнение приводит его к виду

$$\begin{aligned} \frac{d^3\varphi}{dt^3} - k_1 \frac{d^2\alpha_d}{dt^2} - k_2 \frac{d\alpha_d}{dt} &= -\frac{A_2}{A_3} \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2} - k_1 \frac{d\alpha_d}{dt} - k_2 \alpha_d \right) - \\ &- \frac{A_1}{A_3} \left(\frac{d\varphi}{dt} - k_1 \alpha_d \right) - \frac{A_0}{A_3} \varphi + k_3 \alpha_d. \end{aligned} \quad (9.29)$$

Сгруппируем члены полученного уравнения аналогично уравнению (9.27):

$$\begin{aligned} \frac{d^3\varphi}{dt^3} + \frac{A_2}{A_3} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{A_1}{A_3} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{A_0}{A_3} \varphi &= k_1 \frac{d^2\alpha_d}{dt^2} + \left(\frac{A_2}{A_3} k_1 + k_2 \right) \frac{d\alpha_d}{dt} + \\ &+ \left(\frac{A_2}{A_3} k_2 + \frac{A_1}{A_3} k_1 + k_3 \right) \alpha_d. \end{aligned} \quad (9.30)$$

Сопоставление полученного уравнения с уравнением (9.27) показывает, что

$$k_1 = -B_3/A_3;$$

$$k_2 = -B_1/A_3 + B_2 A_2/A_3^2;$$

$$k_3 = -B_0/A_3 + (B_1/A_3 - B_2 A_2/A_3^2) (A_2/A_3) + B_2 A_1/A_3^2.$$

Если учесть в этих формулах развернутые выражения (9.9) при $\theta_d = 1,0$, то

$$k_1 = -1/T_d; \quad k_2 = k_d/T_d^2; \quad k_3 = -k_d^2/T_d^3.$$

Подстановка полученных выражений в уравнения (9.28) приводит к системе нормальных уравнений, записанных в форме Коши:

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= x_1 - (1/T_d) \alpha_d; \\ dx_1/dt &= x_2 + (k_d/T_d^2) \alpha_d; \\ dx_2/dt &= -\frac{A_2}{A_3} x_2 - \frac{A_1}{A_3} x_1 - \frac{A_0}{A_3} \varphi - \frac{k_d^2}{T_d^3} \alpha_d \end{aligned} \right\} \quad (9.31)$$

и называемых уравнениями переменных состояний САР. Этой же методикой можно воспользоваться для составления уравнений переменных состояния, например, системы (9.2):

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= -(k_d/T_d) \varphi - (1/T_d) \eta - (\theta_d/T_d) \alpha_d; \\ d\eta/dt &= x_1; \\ dx_1/dt &= -(T_\kappa/T_p^2) x_1 - (\delta_z/T_p^2) \eta + (1/T_p^2) \varphi - (\theta_p/T_p^2) \alpha_p. \end{aligned} \right\} \quad (9.32)$$

Первое уравнение является уравнением регулируемого объекта (2.115) с учетом главной отрицательной обратной связи ($\eta = -\kappa$), а следующие два уравнения характеризуют динамические свойства автоматического регулятора прямого действия.

Аналогичную методику составления уравнений переменных состояния можно использовать и в том случае, когда в правой части не одно, а два возмущения с производными. Так, например, уравнение (2.78) необходимо представить в виде двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= x_1 + k_1\eta + c_1\alpha_d; \\ dx_1/dt &= -\frac{T_{\pi 1}}{T_{d2}^2} x_1 - \frac{k_{\pi\pi}}{T_{d2}^2} \varphi + k_2\eta + c_2\alpha_d. \end{aligned} \right\} \quad (9.33)$$

После определения коэффициентов k_1 ; c_1 ; k_2 и c_2 уравнения получат вид

$$\left. \begin{aligned} d\varphi/dt &= x_1 - (T_\kappa/T_{d2}^2) \eta - (T_\alpha/T_{d2}^2) \alpha_d; \\ dx_1/dt &= -\frac{T_{\pi 1}}{T_{d2}^2} x_1 - \frac{k_{\pi\pi}}{T_{d2}^2} \varphi + \\ &+ \left(\frac{T_\kappa T_{\pi 1}}{T_{d2}^2} - k_\kappa \right) \frac{\eta}{T_{d2}^2} + \frac{1}{T_{d2}^2} \times \\ &\times \left(\frac{T_\alpha T_{\pi 1}}{T_{d2}^2} - k_\alpha \right) \alpha_d. \end{aligned} \right\} \quad (9.34)$$

Если набор переменных состояния таков, что при задании начальных условий и начальных возмущений, т. е. при ($t = t_0$) могут быть определены значения всех переменных при $t > t_0$, то набор переменных состояния называется *полным*. Совокупность переменных состояния называется *пространством состояния*. Эти переменные могут быть физическими (φ ; η ; κ и др.) и абстрактными (x_1 ; x_2 и др.). Так, например, при наличии только трех переменных состояния пространство состояния оказывается трехмерным, и его можно представить в декартовых координатах в векторной форме, если по осям откладывать векторы переменных в каждый выбранный момент времени (рис. 9.6). Точка S своим положением в пространстве характеризует состояние системы автоматического регулирования в целом в определенный выбранный момент времени. Изменение хотя бы одной координаты приводит к перемещению точки S в пространстве, а ее след определяет переходный процесс.

Таким образом, в пространстве состояний совокупность векторов переменных дает вектор $\bar{S}$, характеризующий состояние рассматриваемой системы. Поэтому в теории автоматического регулирования часто используется векторная запись системы дифференциальных уравнений переменных состояния. Векторной записи поддаются системы только нормальных уравнений, например уравнений (9.28). Для перехода к векторной записи необходимо ввести вектор состояния системы с помощью матрицы, содержащей переменные состояния. Вектор имеет вид

$$x = \begin{bmatrix} \varphi \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (9.35)$$

или через транспонированную матрицу

$$x^T = [\varphi; x_1; x_2].$$

Вектор возмущающих воздействий

$$B = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{bmatrix}; \quad B^T = [k_1; k_2; k_3]. \quad (9.36)$$

С учетом этих матриц систему уравнений переменных состояния (9.31) в векторной форме можно представить в виде

$$dx/dt = Ax + B\alpha_d, \quad (9.37)$$

где A — матрица, составленная из коэффициентов при переменных.

В рассматриваемом примере в соответствии с уравнениями (9.28)

$$A = \begin{bmatrix} 0 & ; & 1 & ; & 0 \\ 0 & ; & 0 & ; & 1 \\ -A_0/A_3 & ; & -A_1/A_3 & ; & -A_2/A_3 \end{bmatrix} \quad (9.38)$$

или в соответствии с уравнениями (9.32)

$$A = \begin{bmatrix} -k_d/T_d & ; & -1/T_d & ; & 0 \\ 0 & ; & 0 & ; & 1 \\ 1/T_p^2 & ; & -\delta_z/T_p^2 & ; & -T_k/T_p^2 \end{bmatrix}. \quad (9.39)$$

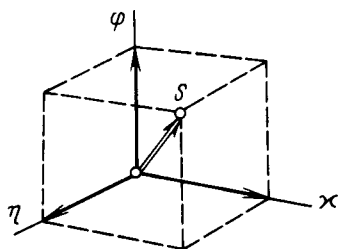


Рис. 9.6. Трехмерное пространство состояний САР

После подстановки матриц (9.35), (9.36) и (9.38) уравнение (9.37) можно представить в развернутом виде:

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -A_0/A_3 & -A_1/A_3 & -A_2/A_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{bmatrix} \alpha_d.$$

Форма (9.37) значительно компактнее других форм записи систем нормальных дифференциальных уравнений.

§ 9.4. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ САР

Разомкнутые системы. Для получения разомкнутой системы элементов необходимо замкнутую цепь воздействий САР разорвать.

На рис. 9.7, а показана структурная схема разомкнутой системы прямого регулирования, входной координатой $\varphi_{вх}$ которой является угловая скорость валика регулятора, отсоединенного от двигателя, а выходной $\varphi_{вых}$ — угловая скорость вала двигателя.

При отсутствии внешних возмущений (рис. 9.7, б) уравнения элементов для рассматриваемого случая имеют вид

$$d_d(p) \varphi_{вых} = \kappa; \quad d_p(p) \eta = \varphi_{вх}.$$

При $\kappa = \eta$ (главная отрицательная обратная связь в разомкнутой системе отсутствует) совместное решение уравнений дает

$$d_d(p) d_p(p) \varphi_{вых} = \varphi_{вх} \quad (9.40)$$

или с учетом выражения (9.6)

$$R(p) \varphi_{вых} = \varphi_{вх}, \quad (9.41)$$

где $R(p) = d_d(p) d_p(p)$ — собственный оператор разомкнутой системы.

Пусть входная координата системы изменяется по закону косинуса; тогда в соответствии с принципом суперпозиции можно принять, что

$$\varphi_{вх} = (\varphi_{вх0}/2) e^{i\Omega t}. \quad (9.42)$$

Частное решение неоднородного дифференциального уравнения (9.41) в этом случае можно найти в форме

$$\varphi_{вых} = (\varphi_{вых0}/2) Y(i\Omega) e^{i\Omega t}. \quad (9.43)$$

Подстановка выражений (9.42) и (9.43) в уравнение (9.41) дает математическое выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики разомкнутой системы

$$Y(i\Omega) = 1/R(i\Omega) = 1/[d_d(i\Omega) d_p(i\Omega)] \quad (9.44)$$

или в результате сопоставления с выражениями (2.121) и (3.46)

$$Y(i\Omega) = Y_d^*(i\Omega) Y_p^*(i\Omega). \quad (9.45)$$

Таким образом, амплитудно-фазовую частотную характеристику разомкнутой системы находят перемножением амплитудно-фазовых частотных характеристик ее элементов. Так как амплитудно-фазовая частотная характеристика $Y(i\Omega)$ — комплексное число, то

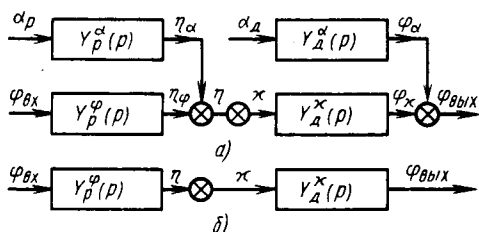


Рис. 9.7. Структурные схемы разомкнутых САР прямого действия:

а — при $\alpha_p \neq 0$; $\alpha_d \neq 0$; б — при $\alpha_p = \alpha_d = 0$

$$Y(i\Omega) = x(\Omega) + iy(\Omega), \quad (9.46)$$

где

$$\left. \begin{aligned} x(\Omega) &= f_x(\Omega); \\ y(\Omega) &= f_y(\Omega) \end{aligned} \right\} \quad (9.47)$$

— соответственно вещественная и мнимая частотные характеристики разомкнутой системы. Эти характеристики можно построить по вещественным и мнимым частотным характеристикам элементов, входящих в САР. Например, в соответствии с выражениями (9.45)

$$Y(i\Omega) = [x_d^*(\Omega) + iy_d^*(\Omega)][x_p^*(\Omega) + iy_p^*(\Omega)], \quad (9.48)$$

откуда

$$x(\Omega) = x_d^*(\Omega)x_p^*(\Omega) - y_d^*(\Omega)y_p^*(\Omega); \quad (9.49)$$

$$y(\Omega) = x_d^*(\Omega)y_p^*(\Omega) + x_p^*(\Omega)y_d^*(\Omega). \quad (9.50)$$

Задаваясь различными значениями Ω и подсчитывая координаты $x(\Omega)$ и $y(\Omega)$, строят амплитудно-фазовые частотные характеристики разомкнутых систем (рис. 9.8).

Амплитудно-фазовые частотные характеристики элементов можно также представить в виде выражений (2.125) и (8.27), подстановка которых в формулу (9.45) дает

$$Y(i\Omega) = A(\Omega)e^{i\gamma(\Omega)}, \quad (9.51)$$

где

$$A(\Omega) = A_d^*(\Omega)A_p^*(\Omega); \quad (9.52)$$

$$\gamma(\Omega) = \gamma_d^*(\Omega) + \gamma_p^*(\Omega). \quad (9.53)$$

Таким образом, вектор $Y(i\Omega)$ разомкнутой системы любого числа элементов, последовательно воздействующих один на другой, определяют перемножением векторов отдельных элементов.

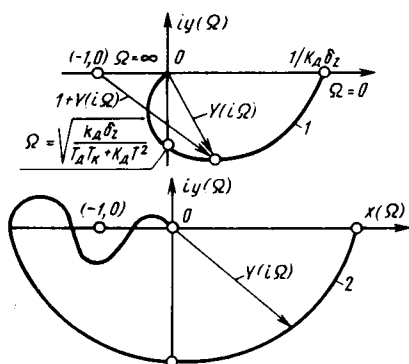


Рис. 9.8. Амплитудно-фазовые частотные характеристики разомкнутых САР: 1 — первого рода; 2 — второго рода

При этом амплитуды (модули) перемножаются, а фазы (аргументы) складываются.

Точку, принадлежащую амплитудно-фазовой частотной характеристике разомкнутой системы, можно определить в виде точки пересечения окружности с радиусом $A(\Omega)$ с лучом, проведенным из начала координат под углом наклона $\gamma(\Omega)$ (см. рис. 2.16).

Для выявления правил построения логарифмических частотных характеристик разомкнутых систем автоматического регулирования необходимо

прологарифмировать выражение (9.51), в результате чего получим

$$\ln Y(i\Omega) = \ln A(\Omega) + i\gamma(\Omega) \quad (9.54)$$

или с учетом выражений (9.52) и (9.53)

$$\ln Y(i\Omega) = \ln[A_d^*(\Omega) A_p^*(\Omega)] + i[\gamma_d^*(\Omega) + \gamma_p^*(\Omega)]. \quad (9.55)$$

По аналогии с выражением (2.134)

$$L(\Omega) = 20 \lg A(\Omega) = f(\lg \Omega) \quad (9.56)$$

или после подстановки выражения (9.52) и (9.56)

$$L(\Omega) = 20 \lg A_d^*(\Omega) + 20 \lg A_p^*(\Omega).$$

Следовательно,

$$L(\Omega) = L_d^*(\Omega) + L_p^*(\Omega). \quad (9.57)$$

Выражения (9.53) и (9.57) показывают, что логарифмические амплитудную и фазовую частотные характеристики разомкнутой САР можно получить простым суммированием ординат соответствующих логарифмических частотных характеристик элементов рассматриваемой системы.

Амплитудно-фазовые частотные характеристики разомкнутых САР используют для исследования устойчивости САР.

Замкнутые системы. Частотные характеристики замкнутых САР получают при гармонических колебаниях одной из координат возмущающих воздействий на систему, т. е. α_p или α_d , вызывающих результирующие гармонические колебания регулируемого параметра ϕ .

Для получения амплитудно-фазовых частотных характеристик замкнутых САР необходимо использовать дифференциальное урав-

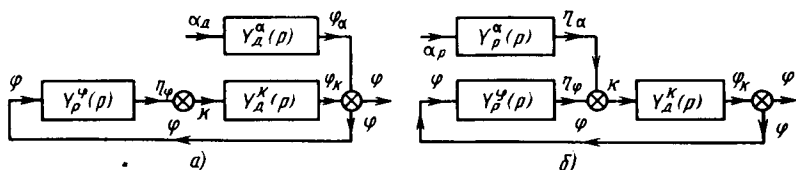


Рис. 9.9. Структурные схемы системы прямого регулирования двигателя: а — с возмущающим воздействием; б — с управляющим воздействием

нение замкнутой системы, например уравнение (9.5), и разделить все члены уравнения на собственный оператор. Если, например, $\alpha_p = 0$ и $\alpha_d \neq 0$ (рис. 9.9, а), тогда амплитудно-фазовая частотная характеристика замкнутой системы по возмущающему воздействию α_d после подстановки $p = i\Omega$ получит вид

$$W(i\Omega) = \frac{\varphi}{\theta_d \alpha_d} = -\frac{B(i\Omega)}{D(i\Omega)} = -\frac{d_p(i\Omega)}{1 + d_d(i\Omega) d_p(i\Omega)}. \quad (9.58)$$

Если, наоборот, $\alpha_p \neq 0$, а $\alpha_d = 0$ (рис. 9.9, б), то система воспринимает управляющие воздействия, и тогда

$$W(i\Omega) = \frac{\varphi}{\theta_p \alpha_p} = \frac{1}{D(i\Omega)} = \frac{1}{1 + d_d(i\Omega) d_p(i\Omega)}. \quad (9.59)$$

Деление числителя и знаменателя правой части этого выражения на $d_d(i\Omega) d_p(i\Omega)$ дает

$$W(i\Omega) = Y(i\Omega)/[1 + Y(i\Omega)], \quad (9.60)$$

где $Y(i\Omega)$ — амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутой системы, определяемая отношением (9.44).

Амплитудно-фазовая частотная характеристика замкнутой САР является числом комплексным:

$$W(i\Omega) = x_w(\Omega) + iy_w(\Omega), \quad (9.61)$$

где $x_w(\Omega) = f(\Omega)$ — вещественная и $y_w(\Omega) = f(\Omega)$ — мнимая частотные характеристики.

С учетом выражения (9.46), (9.60) и (9.61)

$$x_w(\Omega) + iy_w(\Omega) = [x(\Omega) + iy(\Omega)]/[1 + x(\Omega) + iy(\Omega)],$$

откуда

$$x_w(\Omega) = \{x(\Omega)[1 + x(\Omega)] + y^2(\Omega)\}/\{[1 + x(\Omega)]^2 + y^2(\Omega)\}; \quad (9.62)$$

$$y_w(\Omega) = y(\Omega)/\{[1 + x(\Omega)]^2 + y^2(\Omega)\}. \quad (9.63)$$

При заданном значении частоты Ω возмущающего воздействия по формулам (9.62) и (9.63) можно подсчитать значения и построить вещественную и мнимую частотные характеристики (кривые 2 и 3 на рис. 9.10), а также амплитудно-фазовую частотную характеристику $W(i\Omega)$ замкнутой системы регулирования (кривая 1 на рис. 9.10).

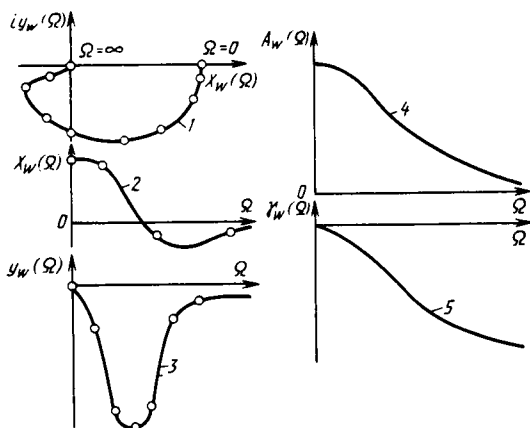


Рис. 9.10. Частотные характеристики замкнутой САР двигателя:

1 — амплитудно-фазовая;
2 — вещественная; 3 — мнимая; 4 — амплитудная;
5 — фазовая

Выражение (9.61) можно также представить в виде

$$W(i\Omega) = A_w(\Omega) e^{i\gamma_w(\Omega)}, \quad (9.64)$$

где $A_w(\Omega) = f_A(\Omega)$ — амплитудная и $\gamma_w(\Omega) = f_\gamma(\Omega)$ — фазовая частотные характеристики замкнутой САР. При заданной Ω значения этих характеристик (кривые 4 и 5 на рис. 9.10) можно подсчитать при известных $x_w(\Omega)$ и $y_w(\Omega)$ по формулам:

$$A_w(\Omega) = \sqrt{x_w^2(\Omega) + y_w^2(\Omega)}; \quad (9.65)$$

$$\gamma_w(\Omega) = \arctg y_w(\Omega)/x_w(\Omega). \quad (9.66)$$

Частотные характеристики возмущения. Возмущение α_d , воздействующее на САР двигателя (см. рис. 9.9, а), может быть в общем случае сложным периодическим с периодом колебаний $T = 2\pi/\Omega$, где Ω — частота этого воздействия. Однако известно, что сложную периодическую функцию $\alpha_d = f(t)$ можно разложить на ее гармонические составляющие с помощью ряда Фурье:

$$\alpha_d(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{k=\infty} (a_k \cos k\Omega_0 t + b_k \sin k\Omega_0 t), \quad (9.67)$$

где Ω_0 — частота основной гармоники; k — порядок гармоники; a_0 , a_k и b_k — коэффициенты Фурье, определяемые формулами:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_d(t) dt; \quad (9.68)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_d(t) \cos k\Omega_0 t dt; \quad (9.69)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_d(t) \sin k\Omega_0 t dt. \quad (9.70)$$

На основании формул Эйлера (2.118)

$$\cos k\Omega_0 t = (e^{ik\Omega_0 t} + e^{-ik\Omega_0 t})/2; \quad \sin k\Omega_0 t = (e^{ik\Omega_0 t} - e^{-ik\Omega_0 t})/2, \quad (9.71)$$

поэтому k -й гармонике ряда Фурье можно придать вид

$$\alpha_{\pi k}(t) = (a_k - ib_k) e^{ik\Omega_0 t}/2 + (a_k + ib_k) e^{-ik\Omega_0 t}/2$$

и ввести новые комплексные сопряженные коэффициенты ряда Фурье:

$$c_k = \frac{a_k - ib_k}{2}; \quad c_{-k} = \frac{a_k + ib_k}{2},$$

с учетом которых k -я гармоника ряда получает вид

$$\alpha_{\pi k}(t) = c_k e^{ik\Omega_0 t} + c_{-k} e^{-ik\Omega_0 t}. \quad (9.72)$$

Таким образом, в каждой гармонике появилось два коэффициента, один из которых подсчитывают при $+k$, другой при $-k$. Действительно,

$$c_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_{\pi}(t) e^{-ik\Omega_0 t} dt; \quad (9.73)$$

$$c_{-k} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_{\pi}(t) e^{+ik\Omega_0 t} dt. \quad (9.74)$$

Таким образом, при бесконечном числе гармоник ($-\infty \leq k \leq +\infty$) формуле (9.72) можно придать вид

$$\alpha_{\pi}(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} c_k e^{ik\Omega_0 t},$$

и тогда с учетом выражения (9.73) получим

$$\alpha_{\pi}(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} (e^{ik\Omega_0 t}/T) \int_{-T/2}^{+T/2} \alpha_{\pi}(t) e^{-ik\Omega_0 t} dt. \quad (9.75)$$

Свойства САР двигателей изучают, как правило, при типовых возмущениях. К числу таких возмущений относится единичное ступенчатое (см. рис. 2.10, а или 9.11, а), при котором $\alpha_{\pi}(t) = \alpha_{\pi 0} = \text{const}$, если $t \geq +0$, и $\alpha_{\pi}(t) = 0$, если $t \leq -0$. В случае периодической прямоугольной функции (рис. 9.11, б)

$$\alpha_{\pi}(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} (e^{ik\Omega_0 t}/T) \int_0^{+T/2} \alpha_{\pi 0} e^{-ik\Omega_0 t} dt. \quad (9.76)$$

Так как

$$\int_0^{+T/2} e^{-ik\Omega_0 t} dt = (1 - e^{-ik\pi})/(ik\Omega_0),$$

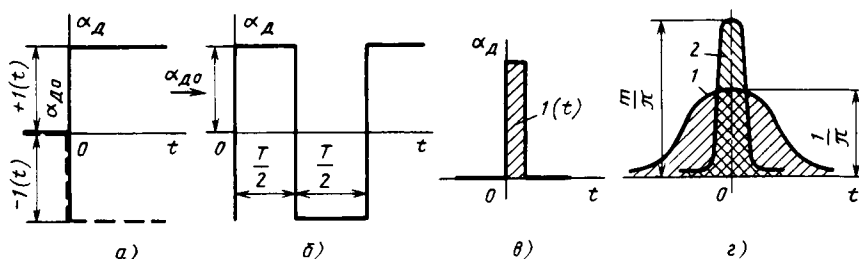


Рис. 9.11. Возмущающие воздействия:

a — единичное ступенчатое; *б* — периодическое прямоугольное; *в* — единичное импульсное; *г* — дельта-функция

то выражение (9.76) будет иметь вид

$$\alpha_n(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} \alpha_{n0} (1 - e^{-ik\pi}) e^{ik\Omega_0 t} / (2\pi i k). \quad (9.77)$$

Однако ступенчатая функция (см. рис. 9.11, *a*) — лишь частный случай прямоугольной периодической функции (см. рис. 9.11, *б*) при периоде возмущающего воздействия $T \rightarrow \infty$. В этом случае частота колебаний $\Omega_0 \rightarrow d\Omega$. Так как $k\Omega_0 = \Omega$, то $1/k = \Omega_0/\Omega$ и $\Omega_0/\Omega \rightarrow d\Omega/\Omega$; тогда при $\Omega_0 \rightarrow d\Omega$; $1/T = \Omega_0/2\pi \rightarrow d\Omega/2\pi$ и при $k \rightarrow \infty$ выражение $e^{-ik\pi} \rightarrow 0$. После замены бесконечного ряда слагаемых интегралом формула (9.76) примет вид

$$\alpha_n(t) = (\alpha_{n0}/2\pi i) \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{e^{i\Omega t}}{\Omega} d\Omega.$$

Общепринятым типовым возмущением является не только ступенчатое возмущение, но и единичное возмущение, если $\alpha_{n0} = +1, 0$. В этом случае

$$\alpha_n(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{e^{i\Omega t}}{\Omega} d\Omega. \quad (9.78)$$

Вместо бесконечного ряда слагаемых при $k\Omega_0 = \Omega$ в выражении (9.76) можно перейти к определенному интегралу

$$\alpha_n(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\Omega t} d\Omega \int_{-\infty}^{+\infty} \alpha_n(t) e^{-i\Omega t} dt, \quad (9.79)$$

который называется интегралом Фурье. После введения обозначения

$$F(i\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \alpha_n(t) e^{-i\Omega t} dt \quad (9.80)$$

выражение возмущающего воздействия принимает вид

$$\alpha_d(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(i\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega. \quad (9.81)$$

Выражение (9.80) называется *амплитудно-фазовой частотной характеристикой возмущения*. Это комплексная величина, поэтому

$$F(i\Omega) = x_F(\Omega) + iy_F(\Omega), \quad (9.82)$$

или

$$F(i\Omega) = A_F(\Omega) e^{i\gamma_F(\Omega)}. \quad (9.83)$$

Зависимости $x_F(\Omega) = f(\Omega)$ и $y_F(\Omega) = f(\Omega)$ являются соответственно вещественной и мнимой частотными характеристиками возмущения, а $A_F(\Omega) = f(\Omega)$ и $\gamma_F(\Omega) = f(\Omega)$ — амплитудной и фазовой частотными характеристиками возмущения.

Обобщенные частотные характеристики. Возмущающее воздействие можно представить в виде интеграла (9.81), поэтому элементарная составляющая этого возмущения

$$d\alpha_d(t) = \frac{1}{2\pi} F(i\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega. \quad (9.84)$$

Возмущающее воздействие $d\alpha_d(t)$ вызывает элементарный переходный процесс $d\varphi(t)$, который можно определить по формуле (9.58) с помощью амплитудно-фазовой частотной характеристики замкнутой системы регулирования двигателя так, что при полном сбросе или набросе нагрузки ($\theta_d = 1,0$)

$$\varphi = W(i\Omega) \alpha_d. \quad (9.85)$$

Элементарный переходный процесс в соответствии с выражениями (9.84) и (9.85) можно представить в виде

$$d\varphi = \frac{1}{2\pi} W(i\Omega) F(i\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega.$$

Действительный переходный процесс является бесконечной суммой элементарных составляющих этого процесса, т. е. интегралом вида

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} W(i\Omega) F(i\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega. \quad (9.86)$$

После введения обозначения

$$\Phi(i\Omega) = W(i\Omega) F(i\Omega) \quad (9.87)$$

интеграл (9.86) примет вид

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(i\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega. \quad (9.88)$$

Выражение (9.87) называют преобразованием Фурье для функции переходного процесса или обобщенной амплитудно-фазовой частотной характеристикой замкнутой САР. Эта характеристика, как и другие, является комплексным числом

$$\Phi(i\Omega) = x_{\Phi}(\Omega) + iy_{\Phi}(\Omega), \quad (9.89)$$

где $x_{\Phi}(\Omega) = f(\Omega)$ и $y_{\Phi}(\Omega) = f(\Omega)$ — соответственно вещественная и мнимая обобщенные частотные характеристики замкнутой САР. В соответствии с выражениями (9.61), (9.82) и (9.87) условия равенства комплексных чисел

$$x_{\Phi}(\Omega) = x_w(\Omega)x_F(\Omega) - y_w(\Omega)y_F(\Omega); \quad (9.90)$$

$$y_{\Phi}(\Omega) = x_F(\Omega)y_w(\Omega) + x_w(\Omega)y_F(\Omega). \quad (9.91)$$

Знание частотных характеристик $x_{\Phi}(\Omega) = f(\Omega)$ или $y_{\Phi}(\Omega) = f(\Omega)$, представляющих собой координаты точек обобщенной амплитудно-фазовой частотной характеристики замкнутой системы, позволяет оценивать качество работы САР.

§ 10.1. ПОНЯТИЕ ОБ УСТОЙЧИВОСТИ САР

Динамические свойства систем автоматического регулирования отражаются в переходных процессах. Обычно наибольший интерес представляют зависимости $\varphi = f(t)$ или $\varphi = f(\tau)$ регулируемого параметра от времени, которые можно определить решением (получением общего интеграла) дифференциального уравнения САР.

Общее решение (общий интеграл) дифференциального уравнения (9.5) и, следовательно, математическое выражение переходного процесса системы находится в виде суммы решений

$$\varphi(t) = \varphi_1(t) + \varphi_2(t),$$

где

$$\varphi_1(t) = f_1(t) \quad (10.1)$$

— общее решение однородного дифференциального уравнения $D(p)\varphi = 0$, например, вида

$$A_3 d^3\varphi/dt^3 + A_2 d^2\varphi/dt^2 + A_1 d\varphi/dt + A_0\varphi = 0 \quad (10.2)$$

и

$$\varphi_2(t) = f_2(t) \quad (10.3)$$

— частное решение неоднородного уравнения, например, уравнения (9.8).

Как известно, решение уравнения (10.1) описывает свободный переходный процесс исследуемой системы, возникающий вследствие начального возмущающего воздействия, которое является причиной отклонения системы от установившегося режима и не влияет на систему в период самого переходного процесса. Характер переходного процесса в этом случае полностью определяется параметрами элементов, входящих в систему, т. е. свойствами самой системы.

Решение (10.3) описывает вынужденный переходный процесс под влиянием постоянно действующих возмущений в виде $\alpha_d(t) = f_d(t)$ или $\alpha_p(t) = f_p(t)$.

Решение однородного уравнения (10.2) имеет вид

$$\varphi_1 = Ce^{pt}, \quad (10.4)$$

где C и p — некоторые постоянные величины.

Подставляя выражение (10.4) в уравнение (10.2), найдем характеристическое уравнение

$$A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0 = 0. \quad (10.5)$$

Сопоставление выражений (9.7) и (10.5) показывает, что характеристическое уравнение системы можно записать в виде

$$D(p) = 0. \quad (10.6)$$

Полученное алгебраическое уравнение, называемое *характеристическим*, можно получать и в том случае, если дифференциальные уравнения САР записаны в векторной форме (9.37). С этой целью следует воспользоваться характеристической матрицей $A - pE$, получаемой в виде разности матрицы (9.38) или (9.39) и произведения единичной матрицы E на p так, что

$$pE = p \begin{bmatrix} 1; & 0; & 0 \\ 0; & 1; & 0 \\ 0; & 0; & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p; & 0; & 0 \\ 0; & p; & 0 \\ 0; & 0; & p \end{bmatrix}.$$

В результате с учетом формулы (9.38) запишем

$$A - pE = \begin{bmatrix} 0 - p; & 1; & 0 \\ 0; & 0 - p; & 1 \\ -A_0/A_3; & -A_1/A_3; & -A_2/A_3 - p \end{bmatrix} \quad (10.7)$$

или с учетом формулы (9.39)

$$A - pE = \begin{bmatrix} -(k_d/T_d) - p; & -1/T_d; & 0 \\ 0; & 0 - p; & 1 \\ 1/T_p^2; & -\delta_z/T_p^2; & -T_k/T_p^2 - p \end{bmatrix}.$$

Для получения характеристического уравнения (10.5) с коэффициентами (9.9) характеристическую матрицу следует раскрыть по правилам раскрытия определителей и полученное приравнять нулю.

Характеристическое уравнение (10.5) имеет число корней p_i , соответствующее его степени, поэтому все выражения $C_i e^{p_i t}$ при $i = 1, 2, \dots$ удовлетворяют дифференциальному уравнению (10.2) и являются его частными решениями. Общее решение, или общий интеграл, однородного уравнения (10.2) представляет собой алгебраическую сумму частных интегралов при постоянных интегрирования C_i , определяемых начальными условиями переходного процесса и числовыми значениями корней уравнения (10.5). Следовательно, общий интеграл уравнения (10.2) можно представить в виде суммы трех его составляющих:

$$\varphi_1 = C'_1 e^{p_1 t} + C'_2 e^{p_2 t} + C'_3 e^{p_3 t}. \quad (10.8)$$

Корни p_i уравнения (10.5) могут быть как действительными положительными или отрицательными величинами, так и ком-

плексными сопряженными. В последнем случае общему интегралу (10.8) можно придать тригонометрическую форму. Если уравнение (10.5) имеет один действительный корень p_1 и два комплексных сопряженных $p_{23} = \alpha \pm i\Omega$, то общий интеграл с помощью формул Эйлера (2.118) приводится к виду

$$\varphi_1 = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{\alpha t} \cos \Omega t + C_3 e^{\alpha t} \sin \Omega t, \quad (10.9)$$

где $C_2 = C'_2 + C'_3$, $C_3 = i(C'_2 - C'_3)$ и $C'_1 = C_1$.

Выражения общих интегралов (10.8) и (10.9) показывают, что характер свободного переходного процесса определяется значениями и алгебраическими знаками корней характеристического уравнения (10.5). Если корни — действительные величины, то как составляющие (кривые 1 и 2 на рис. 10.1, *д*), так и переходные процессы (кривая 1 на рис. 10.1, *а*) описываемые общим интегралом (10.7), являются аperiodическими. Если же среди корней имеются корни комплексные сопряженные, то, как свидетельствует общий интеграл (10.9), составляющие (кривая 2 на рис. 10.1, *е, ж, з, и*) и переходные процессы (кривая 2 на рис. 10.1, *а—г*) являются колебательными.

Переходные процессы САР могут быть сходящимися и расходящимися. *Сходящимися* они являются тогда, когда нарушенный равновесный режим с течением времени восстанавливается, т. е. если $\varphi_1(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow +\infty$. Общие интегралы (10.7) и (10.9) свидетельствуют о том, что условия сходимости переходных процессов выполняются в тех случаях, когда все действительные корни p_i и действительные части α комплексных сопряженных корней характеристического уравнения — отрицательные величины ($p_i < 0$; $\alpha < 0$). Таким образом, сходящимися являются переходные процессы, показанные на рис. 10.1, *а, б, в*, а также составляющие (кривая 1 на рис. 10.1, *д*, кривая 2 на рис. 10.1, *е, ж*).

Если же среди корней характеристического уравнения имеется хотя бы один действительный положительный корень или пара комплексных сопряженных корней с положительной действительной частью, то первоначальное отклонение φ_0 будет увеличиваться во времени. Такие переходные процессы и их составляющие называются *расходящимися*. Расходящийся колебательный переходный процесс показан на рис. 10.1, *г*, а расходящиеся составляющие — на рис. 10.1, *д* (кривая 2) и на рис. 10.1, *з*. Если $\alpha = 0$, то колебательная составляющая (рис. 10.1, *и*) является несходящейся.

Таким образом, сходящийся переходный процесс, описываемый формулой (10.8) или (10.9), существует только при отрицательных действительных корнях и при отрицательных действительных частях комплексных сопряженных корней характеристического уравнения

Составляющая (10.3) появляется за счет постоянно действующих в системе возмущающих $\alpha_d(t) = f(t)$ или управляющих

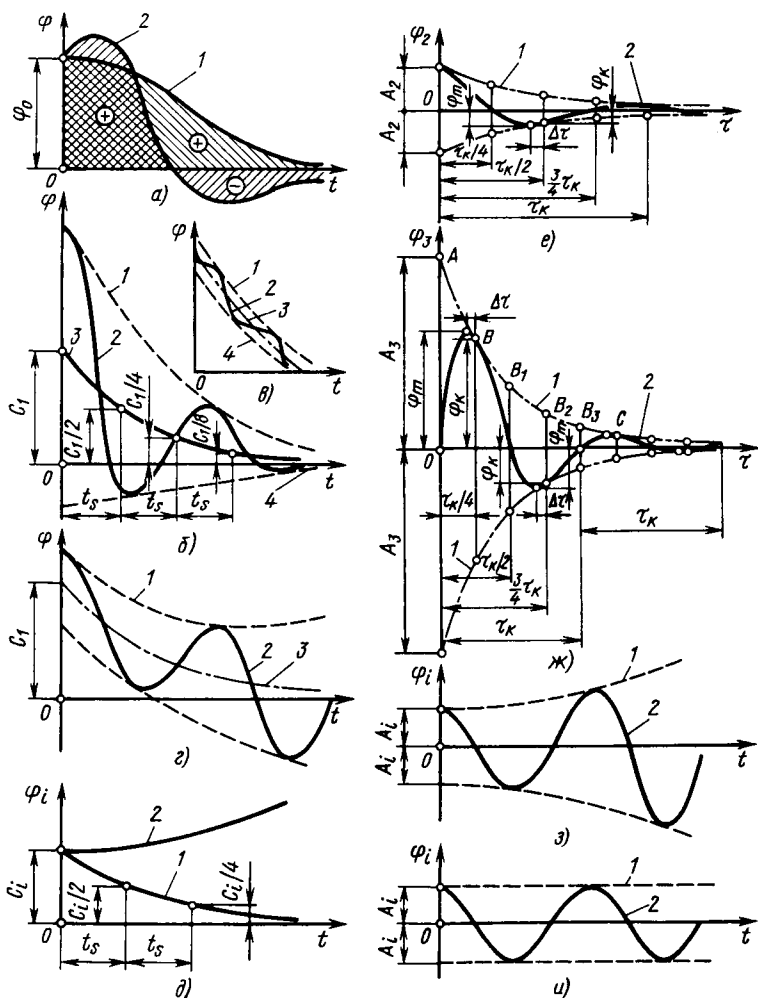


Рис. 10.1. Переходные процессы САР и их составляющие:

а — сходящиеся переходные процессы (1 — аperiodический; 2 — колебательный); б — колебательный сходящийся немонотонный; в — колебательный сходящийся монотонный; г — колебательный расходящийся (1 — огибающие; 2 — переходный процесс; 3 — аperiodическая составляющая); д — аperiodические составляющие (1 — сходящаяся; 2 — расходящаяся); е — сходящаяся косинусоида; ж — сходящаяся синусоида; з — расходящаяся косинусоида; и — несходящаяся косинусоида (1 — огибающая; 2 — составляющая)

$\alpha_p(t) = f(t)$ воздействий и определяется, если эти воздействия заданы.

Характером переходного процесса определяется устойчивость работы САР. Она устойчива, если начальное отклонение φ регулируемого параметра от положения равновесия ($\varphi = 0$) при свободном переходном процессе с течением времени стремится к зна-

Рис. 10.2. Плоскость расположения корней характеристического уравнения

К эксплуатации могут быть пригодны только те двигатели, у которых САР являются устойчивыми на всех рабочих режимах, поэтому оценка системы на устойчивость является одной из первоочередных задач.

Отказ от линеаризации характеристик приводит к нелинейным дифференциальным уравнениям. Устойчивость системы регулирования без ограничения отклонений параметров получают, как правило, в результате исследования нелинейных дифференциальных уравнений [см., например, формулу (4.47)]. Такая устойчивость называется *устойчивостью «в большом»*.

223

параметров строить переходные процессы, хорошо согласующиеся с переходными процессами, полученными экспериментальным путем. Однако возможны случаи, когда система автоматического регулирования, устойчивая «в малом», может оказаться неустойчивой «в большом».

§ 10.2. КРИТЕРИИ УСТОЙЧИВОСТИ РАУЗА—ГУРВИЦА

Для суждения об устойчивости САР необходимо выявить лишь алгебраические знаки корней характеристического уравнения.

В связи с этим возникла идея отыскания таких условий и признаков, по которым можно было бы судить об устойчивости системы регулирования, не прибегая к решению характеристического уравнения.

В период 1873—1877 гг. математик Рауз нашел необходимые и достаточные условия получения отрицательных значений действительной части корней характеристических уравнений n -й степени в виде неравенств, составленных из коэффициентов уравнения. В 1895 г. А. Гурвиц также нашел условия сходимости переходных процессов и представил их в детерминантной форме. Так как раскрытие детерминантов Гурвица приводит к неравенствам Рауза, указанные критерии позже стали называть *критериями сходимости (устойчивости) Рауза—Гурвица*.

В соответствии с теоремой Виетта характеристическое уравнение вида (10.5) при известных корнях p_1 ; p_2 ; p_3 можно представить в виде произведения $(p - p_1)(p - p_2)(p - p_3) = 0$. При условии, что все корни характеристического уравнения отрицательны, это произведение примет вид

$$(p + |p_1|)(p + |p_2|)(p + |p_3|) = 0 \quad (10.10)$$

или после раскрытия скобок

$$p^3 + f_2(p_i)p^2 + f_1(p_i)p + f_0(p_i) = 0. \quad (10.11)$$

Так как в рассматриваемом случае в произведении (10.10) отрицательных величин нет, коэффициенты уравнения (10.11) могут быть только положительными.

Если сравнить уравнения (10.5) и (10.11), то $A_2/A_3 = f_2(p_i)$; $A_1/A_3 = f_1(p_i)$; $A_0/A_3 = f_0(p_i)$, поэтому необходимым условием устойчивости САР являются положительные значения всех входящих в уравнение коэффициентов:

$$(A_2/A_3) > 0; (A_1/A_3) > 0; (A_0/A_3) > 0. \quad (10.12)$$

Полученные условия сохраняются, если среди корней характеристического уравнения есть комплексные сопряженные корни.

Для простейших случаев, например, для уравнений первого и второго порядков эти необходимые условия являются одновременно и достаточными. В более сложных случаях (уравнения

третьей степени и выше) наличие положительных коэффициентов дифференциального уравнения оказывается условием только необходимым и требуется найти некоторые дополнительные условия устойчивости, которые должны быть необходимыми и достаточными.

Пусть, например, уравнение (10.5) имеет один действительный и два комплексных сопряженных корня. В этом случае $(p - \alpha + i\Omega)(p - \alpha - i\Omega)(p - p_1) = 0$ или $[(p - \alpha)^2 + \Omega^2](p - p_1) = 0$. Раскрывая скобки, найдем

$$p^3 + (A_2/A_3)p^2 + (A_1/A_3)p + (A_0/A_3) = 0,$$

где

$$A_2/A_3 = -(p_1 + 2\alpha); \quad (10.13)$$

$$A_1/A_3 = \alpha^2 + \Omega^2 + 2\alpha p_1; \quad (10.14)$$

$$A_0/A_3 = -p_1(\alpha^2 + \Omega^2). \quad (10.15)$$

Из формулы (10.15) видно, что отношение коэффициентов может быть положительным только при $p < 0$. Отношения коэффициентов A_2/A_3 и A_1/A_3 на алгебраический знак действительной части α комплексных сопряженных корней явных условий не накладывают, так как возможны положительные значения этих отношений и при $\alpha > 0$, когда система неустойчива.

Если действительный корень p_1 отрицателен, то для устойчивости системы необходимо, чтобы и α была отрицательной. Таким образом, границей между устойчивостью и неустойчивостью системы по величине α является условие $\alpha = 0$. Для граничного условия $\alpha = 0$ выражения (10.13)—(10.15) принимают вид

$$A_2/A_3 = -p_1; \quad A_1/A_3 = \Omega^2; \quad A_0/A_3 = -p_1\Omega^2.$$

Исключение из этих соотношений величин Ω^2 и $-p_1$ приводит к разности

$$A_1A_2 - A_0A_3 = 0. \quad (10.16)$$

При $\alpha \neq 0$ условие (10.16) не выполняется, однако алгебраический знак этой разности для области сходящихся переходных процессов можно легко установить, если положить, что, например, $p_1 = -1,0$; $\alpha = -1,0$; $\Omega = +1,0$. По формулам (10.13)—(10.15) $A_2/A_3 = 3 > 0$; $A_1/A_3 = 3 > 0$; $A_0/A_3 = 2 > 0$, и тогда разность (10.16) будет $7 > 0$.

Пусть при неустойчивой системе регулирования ($\alpha > 0$) $p_1 = -1,0$; $\alpha = +0,1$; $\Omega = +1,0$. В этом случае необходимое условие устойчивости системы (положительный знак коэффициентов уравнения) выполняется: $A_2/A_3 = 0,8 > 0$; $A_1/A_3 = 0,8 > 0$; $A_0/A_3 = 1,01 > 0$, а условие положительного знака разности (10.16) не выполняется.

Таким образом, положительный алгебраический знак разности (10.16) является необходимым и достаточным условием сходимости переходного процесса и, следовательно, устойчивости САР.

Рауз представил критерий устойчивости в виде таблицы, составляемой на основе коэффициентов дифференциального уравнения исследуемой САР.

Если n — порядок дифференциального уравнения, то число строк в таблице Рауза составляет $NN = n + 1$, а число столбцов $M = n/2 + 1$ при условии, что дробная часть M отбрасывается. Так, например, для характеристического уравнения третьего порядка (10.5) таблица Рауза получит вид:

№ строки	№ столбца	
	1	2
1	A_3	A_1
2	A_2	A_0
3	$A_{31} = (A_2 A_1 - A_3 A_0)/A_2$	0
4	$A_{41} = A_{31} A_0 / A_{31} = A_0$	0

Таблица составляется так, что в первую клетку первой строки и первого столбца записывается коэффициент дифференциального уравнения при высшей производной (здесь A_3). В клетке первой строки справа от заполненной помещаются коэффициенты уравнения через один от A_3 (здесь A_1).

Вторая строка заполняется аналогично, начиная с коэффициента A_{n-1} (здесь A_2). Члены третьей строки получаются в виде разности перекрестных умножений коэффициентов первых двух строк, деленной на первый член предыдущей строки (здесь A_2). Аналогично заполняются и последующие строки. При этом следует иметь в виду, что дифференциальное уравнение при необходимости можно представить и дополнительными членами (справа и слева), имеющими нулевые коэффициенты.

В соответствии с критериями Рауза САР является устойчивой, а ее переходные процессы — сходящимися только в том случае, когда все члены первого столбца отличны от нуля и имеют одинаковый алгебраический знак (например, плюс, так как при знаке минус все члены можно умножить на -1). Следовательно, критерии устойчивости Рауза для САР третьего порядка можно представить в виде неравенств:

$$A_3 > 0; A_2 > 0; A_{31} > 0; A_{41} > 0.$$

Однако условие $A_{31} > 0$ может оказаться выполненным, если $A_1 > 0$. Таким образом, система устойчива, если все коэффициенты дифференциального уравнения положительны (необходимое условие): $A_3 > 0; A_2 > 0; A_1 > 0; A_0 > 0$ и выполняется неравенство $A_2 A_1 - A_3 A_0 > 0$ (необходимое и достаточное условие).

Критериями Рауза можно воспользоваться для оценки устойчивости САР с помощью стандартной программы RAUS для ЭВМ (см. прил. 4). Если уже определены числовые значения коэффициентов дифференциального уравнения (см. прил. 4, б), то можно воспользоваться подпрограммой TBRAUS для формирования таблицы Рауса (см. прил. 4, в). Обращение к этой подпрограмме (см. прил. 4, а) имеет вид

CALL TBRAUS (A, R, NN, M, KL).

Здесь A — вектор коэффициентов характеристического полинома, упорядоченных от большей к меньшей степени p ; R — рабочая матрица $NN * M$, где NN — число строк матрицы B , равное количеству коэффициентов полинома $N + 1$ (N — степень полинома). Так, например, для дифференциального уравнения третьего порядка $N = 3$, а число коэффициентов 4; M — число столбцов матрицы R , равное целому от $N/2 + 1$; KL — необходимое число копий печати (при $KL = 0$ печать не выполняется).

По таблице Рауза осуществляется оценка устойчивости (см. прил. 4, в), обращение к этой подпрограмме (см. прил. 4, а) имеет вид

CALL RAUS (A, Z, NN, M, KP),

где KP — признак печати ($KP = \emptyset$ — печать не нужна, $KP = 1$ — печать).

В результате расчета программа выводит на печать сообщение: система устойчива или система неустойчива. В последнем случае дополнительно печатается матрица Рауза.

Гурвиц эти же критерии устойчивости представил в виде детерминанта, составляемого для уравнения n -го порядка так, что число строк и число столбцов детерминанта составляют $n - 1$. По главной диагонали слева вниз направо выписываются все коэффициенты уравнения, начиная с коэффициента A_{n-1} и кончая коэффициентом A_1 предпоследнего члена включительно. Столбцы от диагонали вверх дополняются коэффициентами с индексами, убывающими на единицу, а столбцы от диагонали вниз — коэффициентами с индексами, возрастающими на единицу.

Все места, которые должны были бы заполняться коэффициентами ниже A_n и выше A_0 , заполняются нулями.

В соответствии с критериями Гурвица процессы будут сходящимися, а САР устойчивой, если имеют положительный знак все коэффициенты дифференциального уравнения, главный определитель Гурвица:

$$\Delta = \begin{vmatrix} A_{n-1} & A_{n-3} \dots 0 & 0 \\ A_n & A_{n-2} \dots 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots A_2 & A_0 \\ 0 & 0 & \dots A_3 & A_1 \end{vmatrix} > 0, \quad (10.17)$$

все диагональные миноры:

$$\begin{vmatrix} A_{n-1} & A_{n-3} \\ A_n & A_{n-2} \end{vmatrix} > 0; \quad \begin{vmatrix} A_{n-1} & A_{n-3} & A_{n-5} \\ A_n & A_{n-2} & A_{n-4} \\ 0 & A_{n-1} & A_{n-3} \end{vmatrix} > 0 \quad (10.18)$$

и т. д.

Применительно к уравнению (10.5) детерминант Гурвица имеет вид

$$\Delta = \begin{vmatrix} A_2 & A_0 \\ A_3 & A_1 \end{vmatrix} = A_2 A_1 - A_3 A_0 > 0. \quad (10.19)$$

Критерии устойчивости Рауза—Гурвица дают возможность выяснить влияние на устойчивость тех или иных параметров САР. Пусть, например, переходные процессы двигателя описываются линейным дифференциальным уравнением (9.8) с коэффициентами (9.9). Эта САР оказывается устойчивой только при положительных знаках коэффициентов и при выполнении условия (10.19).

После подстановки выражений (9.9) детерминант (10.19) получит вид

$$A_2 A_1 - A_3 A_0 = (T_d T_k + k_d T_p^2)(T_d \delta_z + T_k k_d) - T_d T_p^2(1 + k_d \delta_z) > 0,$$

откуда

$$\delta_z > (T_p^2/T_d) [1/T_k - (k_d^2/T_d + k_d T_k/T_p^2)]. \quad (10.20)$$

При выполнении условия $1/T_k > (k_d^2/T_d + k_d T_k/T_p^2)$ увеличение положительного значения k_d позволяет выбрать меньший статизм регулятора [меньшее значение δ_z , определяемое по формуле (3.9)] при сохранении устойчивости системы автоматического регулирования. В случае $k_d < 0$ статизм чувствительного элемента должен быть существенно увеличен.

Условие (10.20) для границы устойчивости можно представить в виде уравнения

$$T_d k_d T_k^2 + (T_d^2 \delta_z + T_p^2 k_d^2) T_k - T_p^2 T_d = 0,$$

в результате решения которого относительно T_k получим

$$T_{k1,2} = \frac{T_p^2 k_d^2 + T_d^2 \delta_z}{2 T_d k_d} \left[-1 \pm \sqrt{1 + \frac{4 T_p^2 T_d^2 k_d}{(T_p^2 k_d^2 + T_d^2 \delta_z)^2}} \right].$$

При $k_d > 0$ только одно из граничных значений T_{k1} положительно, причем критерий Рауза—Гурвица выполняется лишь при $T_k > T_{k1}$.

При $k_d < 0$ появляется два положительных граничных значения T_{k1} и T_{k2} . В этом случае система оказывается устойчивой только при $T_{k1} < T_k < T_{k2}$. Критериями Рауза—Гурвица можно пользоваться при анализе устойчивости работы и более сложных САР. Однако число неравенств, выполнение которых при этом должно обеспечиваться, увеличивается по мере увеличения порядка дифференциального уравнения системы, что затрудняет процесс исследования.

§ 10.3. ДИАГРАММА ВЫШНЕГРАДСКОГО

Характер процессов в системе регулирования целиком определяется критериями подобия, которые являются коэффициентами нормированных дифференциальных уравнений (9.23) — (9.25).

В системах прямого регулирования таких критериев (9.21) два, поэтому все виды процессов, описываемых уравнением (9.23), можно представить на плоскости с координатами χ и ζ . Диаграмма, полученная таким способом, была впервые предложена проф. И. А. Вышнеградским и названа его именем.

Согласно критериям Рауза — Гурвица переходные процессы, описываемые линейным дифференциальным уравнением (9.23), будут сходящимися, а система устойчивой только в том случае, если

$$\chi > 0; \quad \zeta > 0; \quad \begin{vmatrix} \chi & 1 \\ 1 & \zeta \end{vmatrix} = \chi\zeta - 1 > 0.$$

Последнее неравенство представляет собой необходимое и достаточное условие сходимости переходных процессов и устойчивости САР, а уравнение

$$\chi\zeta - 1 = 0 \quad (10.21)$$

является границей сходящихся и расходящихся переходных процессов. На поле диаграммы (рис. 10.3, а, б) уравнение (10.21) дает равнобокую гиперболу 1, проходящую в первом квадранте через точку с координатами $\chi = 1$ и $\zeta = 1$. Таким образом, переходные процессы будут сходящимися, а система устойчивой, если характеристическая точка (χ ; ζ) располагается не только в первом

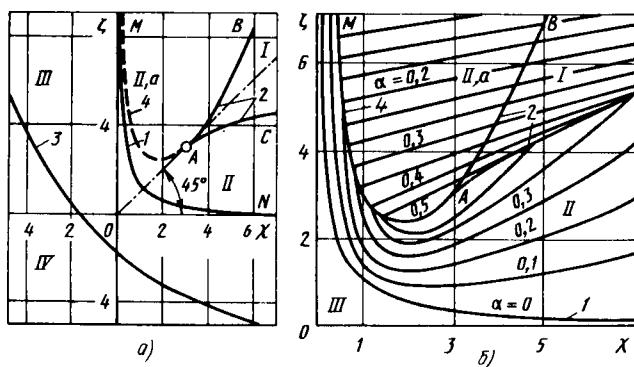


Рис. 10.3. Диаграмма Вышнеградского:

а — с границами областей; б — с характеристиками степени устойчивости; 1 — граница сходящихся и расходящихся процессов; 2 и 3 — границы соответственно колебательных и аperiodических процессов; 4 — граница между монотонными и немонотонными сходящимися колебательными процессами; I — область аperiodически сходящихся процессов; II — область колебательных сходящихся процессов; II, а — область монотонных колебательных сходящихся процессов; III — область колебательных расходящихся процессов; IV — область аperiodических расходящихся процессов

квадранте ($\chi > 0$; $\xi > 0$ — необходимые условия устойчивости), но и правее и выше гиперболы 1 (необходимые и достаточные условия устойчивости).

Решением уравнения (9.23) является выражение

$$\varphi = C_1 e^{p_1 \tau} + C_2 e^{p_2 \tau} + C_3 e^{p_3 \tau}, \quad (10.22)$$

где p_1 ; p_2 ; p_3 — корни характеристического уравнения;

$$p^3 + \chi p^2 + \xi p + 1 = 0; \quad (10.23)$$

C_1 ; C_2 ; C_3 — постоянные интегрирования, зависящие от начальных условий и корней характеристического уравнения. Корни уравнения (10.23) определяются с помощью подстановки $p = \psi - \chi/3$. После преобразования и введения новых коэффициентов

$$r = \xi - \chi^2/3; \quad q = 2\chi^3/27 - \chi\xi/3 + 1 \quad (10.24)$$

уравнение (10.23) получит вид

$$\psi^3 + r\psi + q = 0. \quad (10.25)$$

Так как коэффициент χ действителен, то все три корня φ уравнения (10.23) действительны одновременно с корнями ψ уравнения (10.25) или два из них — комплексные сопряженные одновременно с корнями φ . Решение уравнения (10.25) можно представить в виде суммы $\psi = u + v$, где корни Кордана

$$u = \sqrt[3]{-q/2 + \sqrt{q^2/4 + r^3/27}}$$

и

$$v = \sqrt[3]{-q/2 - \sqrt{q^2/4 + r^3/27}}.$$

Если выполняется условие $q^2/4 + r^3/27 > 0$, то один из корней уравнения (10.23) является действительным числом, например p_1 , а два других корня — комплексные сопряженные $p_{2,3} = \alpha \pm i\Omega$. Если же $q^2/4 + r^3/27 < 0$, то корни уравнения (10.23) оказываются действительными числами. Следовательно, границей, разделяющей области действительных и комплексных сопряженных корней, т. е. границей аperiodических и колебательных переходных процессов, описываемых уравнением (9.23), является уравнение $q^2/4 + r^3/27 = 0$, которое путем подстановки выражений (10.24) можно привести к виду

$$4(\chi^3 + \xi^3) - \chi^2 \xi^2 - 18\chi\xi + 27 = 0. \quad (10.26)$$

Полученное уравнение, симметричное относительно переменных χ и ξ , дает на диаграмме (см. рис. 10.3, а и б) кривые 2, представленные в первом квадранте сливающимися в точке А ($\chi = 3$; $\xi = 3$) двумя ветвями, общая касательная к которым составляет с осями координат угол 45° . В области расходящихся процессов уравнение (10.26) при решении дает кривую 3.

Построенные таким образом кривые разделяют все поле диаграммы на четыре области I—IV.

В области *II* колебательность переходных процессов резко выражена в той ее части, которая располагается вдоль оси χ при малых значениях ζ (см. рис. 10.1, б). Связано это с тем, что в этой части диаграммы действительный отрицательный корень $|p_1| < |\alpha|$, где α — действительная часть комплексных сопряженных корней. В части, расположенной вдоль оси ζ при малых значениях χ , выполняется условие $|p_1| > |\alpha|$, поэтому переходные процессы, также относящиеся к числу колебательных, в действительности являются монотонными (см. рис. 10.1, в). У таких процессов алгебраический знак производной $d\varphi/d\tau$ не изменяется в пределах $0 \leq \tau \leq +\infty$. Граница между монотонными и немонотонными колебательными процессами может быть получена из условия $|p_1| = |\alpha|$, т. е. при условии равенства действительного корня p_1 и действительной части α комплексных сопряженных корней. Подстановка при этом условия корней в уравнение (10.10) дает $(p + \alpha) [(p + \alpha)^2 + \Omega^2] = 0$. В результате решения этого уравнения и сопоставления его с формулой (9.23) получим

$$\chi = 3\alpha; \quad \zeta = 3\alpha^2 + \Omega^2; \quad 1 = \alpha(\alpha^2 + \Omega^2).$$

После исключения из этих соотношений α и Ω уравнение границы получает вид

$$2\chi^3 - 9\chi\zeta + 27 = 0, \quad (10.27)$$

построение которой (кривая 4 на рис. 10.3) выделяет на диаграмме в области *II* часть ее *II, а*, соответствующую монотонным колебательным процессам.

Аналогичные диаграммы с выделением областей сходимости переходных процессов можно построить и для систем четвертого порядка, уравнение (9.24) которых имеет три безразмерных коэффициента: Ψ ; χ и ζ . Поэтому характеристическая точка такой системы располагается в пространстве. Критерии сходимости Рауза — Гурвица, выполнение которых обеспечивает сходимость переходного процесса, для уравнения (9.24) имеют вид

$$\begin{array}{l} \Psi > 0; \\ \chi > 0; \\ \zeta > 0; \end{array} \left| \begin{array}{ccc} \Psi; & \zeta; & 0 \\ 1; & \chi; & 1 \\ 0; & \Psi; & \zeta \end{array} \right| > 0.$$

Первые три неравенства указывают на то, что характеристические точки с координатами $(\Psi; \chi; \zeta)$ сходящихся переходных

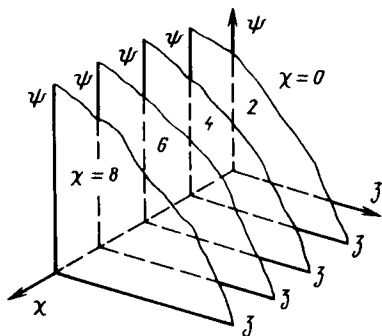


Рис. 10.4. Сечения плоскостями $\chi = \text{const}$ пространства состояний

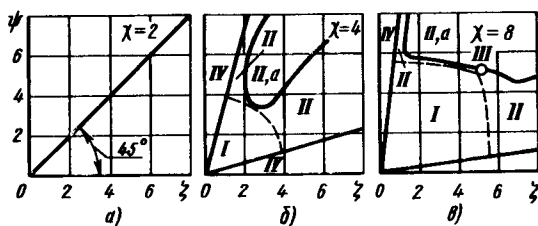


Рис. 10.5. Диаграммы сходимости процессов систем четвертого порядка:

a — при $\chi = 2$; *б* — при $\chi = 4$; *в* — при $\chi = 8$; *I* — область комплексных сопряженных корней; *II* — область смешанных корней; *II, a* — область монотонно сходящихся процессов; *III* — область аperiodически сходящихся процессов; *IV* — область расходящихся процессов

процессов располагаются только в пространстве с положительными значениями координат. Равенство нулю определителя дает граничное условие между сходящимися и расходящимися процессами в виде уравнения $\zeta\chi\Psi - \Psi^2 - \zeta^2 = 0$, корни которого $\zeta_{1,2} = (\chi \pm \sqrt{\chi^2 - 4})\Psi/2$. Так как диаграмма сходимости, построенная в пространственных координатах, неудобна в работе, ее можно методом параллельных сечений плоскостями, перпендикулярными, например, к оси χ (рис. 10.4), заменить набором плоских диаграмм при $\chi = \text{const}$. В каждой из таких плоскостей $\chi = \text{const}$ переменными остаются только два коэффициента: Ψ и ζ (рис. 10.5, *a—в*).

При $\chi < 2$ подкоренное выражение корней становится отрицательным, что свидетельствует об отсутствии области устойчивости при любых значениях коэффициентов Ψ и ζ . При $\chi = 2$ характеристические точки сходящихся процессов располагаются только на прямой $\zeta = \Psi$, выходящей из начала координат под углом 45° к осям Ψ и ζ (см. рис. 10.5, *a*). При $\chi > 2$ область сходящихся процессов располагается между двумя прямыми, выходящими из начала координат (см. рис. 10.5, *б, в*). Уравнения этих прямых имеют вид $\zeta = (\chi + \sqrt{\chi^2 - 4})\Psi/2$ и $\zeta = (\chi - \sqrt{\chi^2 - 4})\Psi/2$. Решением уравнения (9.24) на поле между этими прямыми можно выделить области с определенным сочетанием корней характеристического уравнения, как это показано на рис. 10.5, *б, в*.

§ 10.4. ЧАСТОТНЫЕ КРИТЕРИИ УСТОЙЧИВОСТИ

Критерий устойчивости Михайлова. Пусть процессы исследуемой системы описываются линейным дифференциальным уравнением (9.11). Его характеристическое уравнение при $\alpha_d = \alpha_p = 0$ после деления всех членов уравнения на A_4 получит вид

$$p^4 + A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_0 = 0.$$

жительной действительной частью), то вектор $H(\Omega)$ повернется против часовой стрелки на угол $(n - 2m)\pi/2$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$. Такой поворот вектора свидетельствует о расхождении переходного процесса и, следовательно, о неустойчивости системы регулирования. Пример годографа вектора $H(\Omega)$ при расходящихся процессах представлен на рис. 10.7, б.

Таким образом, критерий устойчивости Михайлова сводится к тому, что процессы являются сходящимися, а система устойчивой только при условиях, когда годограф вектора $H(\Omega)$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$ для уравнения n -го порядка проходит последовательно n квадрантов против часовой стрелки.

Для того чтобы воспользоваться этим критерием для оценки устойчивости САР, необходимо в характеристическое уравнение системы подставить $p = i\Omega$ и построить годограф (10.29) при изменении Ω от 0 до $+\infty$. Вид этого годографа и даст искомый ответ.

На основании критериев устойчивости Михайлова можно сделать вывод, что при устойчивой системе вектор $H(\Omega)$, двигаясь по мере увеличения Ω против часовой стрелки, должен поочередно пересекать действительную и мнимую оси координатной плоскости (см. рис. 10.7, а), причем при совпадении вектора $H(\Omega)$ с действительной осью выполняется условие $V(\Omega) = 0$, а при совпадении с мнимой осью — условие $U(\Omega) = 0$. Таким образом, значения Ω в эти моменты являются корнями уравнений $U(\Omega) = 0$ и $V(\Omega) = 0$. Следовательно, при изменении Ω от 0 до $+\infty$ корни уравнений $U(\Omega) = 0$ и $V(\Omega) = 0$ должны чередоваться по числовому значению. Степень этих уравнений значительно ниже степени характеристического уравнения, поэтому определение их корней для характеристических уравнений до пятой степени включительно не представляет трудностей.

Такая оценка устойчивости САР иногда называется следствием критерия устойчивости Михайлова.

Критерий устойчивости Найквиста. Критерий устойчивости, основанный на анализе формы амплитудно-фазовой частотной характеристики разомкнутой системы, называют критерием устойчивости Найквиста.

Для нахождения этого критерия необходимо рассмотреть дифференциальное уравнение (9.41) разомкнутой системы регулирования и ее передаточную функцию (9.44), определяемую отношением $Y(p) = 1/R(p)$.

Прибавим и вычтем единицу, тогда

$$1 + Y(p) = 1 + 1/R(p) = [R(p) + 1]/R(p),$$

где $R(p) = d_n(p) d_p(p)$. Числитель полученного выражения представляет собой собственный оператор $D(p) = R(p) + 1$ замкнутой САР, поэтому $1 + Y(p) = D(p)/R(p)$. После подстановки $p = i\Omega$ числитель и знаменатель будут содержать действительную и мнимую части, а передаточная функция $Y(p)$

становится амплитудно-фазовой частотной характеристикой разомкнутой системы $Y(i\Omega)$. Поэтому

$$\begin{aligned} 1 + Y(i\Omega) &= \frac{D(i\Omega)}{R(i\Omega)} = \frac{U(\Omega) + iV(\Omega)}{U_R(\Omega) + iV_R(\Omega)} = \\ &= \frac{A(\Omega) e^{i\gamma(\Omega)}}{A_R(\Omega) e^{i\gamma_R(\Omega)}} = \frac{A(\Omega)}{A_R(\Omega)} e^{i[\gamma(\Omega) - \gamma_R(\Omega)]}, \end{aligned} \quad (10.30)$$

где $A(\Omega)$ и $A_R(\Omega)$ — амплитудные частотные характеристики; $\gamma(\Omega)$ и $\gamma_R(\Omega)$ — их фазовые частотные характеристики.

При выводе частотного критерия устойчивости удобно вначале рассмотреть лишь те САР, которые являются устойчивыми в разомкнутом состоянии. К числу таких систем относится, например, разомкнутая система, структурная схема которой показана на рис. 9.7, б, если $k_d > 0$; $\delta_z > 0$. При этом условии все корни характеристического уравнения разомкнутой системы имеют отрицательные действительные части.

В соответствии с критериями устойчивости Михайлова вектор

$$R(i\Omega) = U_R(\Omega) + iV_R(\Omega) = A_R(\Omega) e^{i\gamma_R(\Omega)} \quad (10.31)$$

в комплексной плоскости $[iV_R(\Omega); U_R(\Omega)]$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$ поворачивается против стрелки на угол $\gamma_R(\Omega) = n\pi/2$, где n — порядок дифференциального уравнения.

Если замкнутая САР также устойчива, то все корни уравнения $D(p) = 0$ должны иметь отрицательные действительные части, а вектор

$$D(i\Omega) = U(\Omega) + iV(\Omega) = A(\Omega) e^{i\gamma(\Omega)} \quad (10.32)$$

в комплексной плоскости при изменении Ω от 0 до $+\infty$ должен поворачиваться против часовой стрелки на такой же угол $\gamma(\Omega) = n\pi/2$, как это показано, например, на рис. 10.7, а. Следовательно, при устойчивой САР выполняется условие $\gamma_R(\Omega) = \gamma(\Omega)$, учет которого в выражении (10.30) свидетельствует о том, что при изменении Ω от 0 до $+\infty$ вектор $1 + Y(i\Omega)$ будет иметь в этом случае нулевой угол поворота.

Если замкнутая САР неустойчива, то $\gamma(\Omega) \neq n\pi/2$ и тогда $\gamma(\Omega) - \gamma_R(\Omega) \neq 0$.

Учитывая сказанное, частотный критерий устойчивости для рассматриваемого случая можно сформулировать следующим образом: САР устойчива, если при устойчивости соответствующей разомкнутой системы вектор $1 + Y(i\Omega)$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$ имеет нулевой суммарный угол поворота.

На рис. 10.8, а вектор $Y(i\Omega)$ изображается прямой OD , а так как прямая CO является вектором, равным единице, то суммированием векторов CO и OD можно получить вектор $1 + Y(i\Omega)$ в виде прямой CD . При изменении Ω от 0 до $+\infty$ конец этого вектора движется по амплитудно-фазовой частотной характеристике, а сам вектор поворачивается около точки C . Суммарный

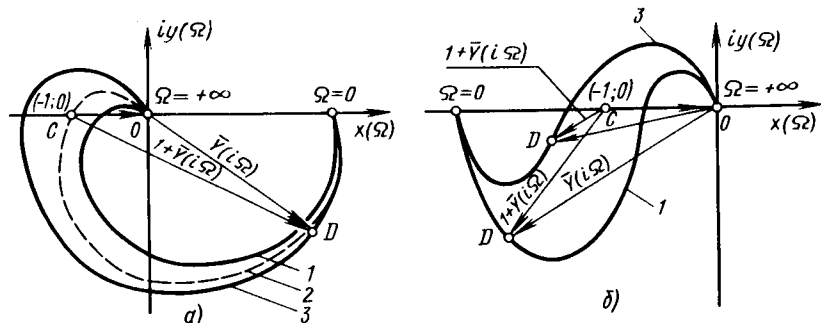


Рис. 10.8. Амплитудно-фазовые частотные характеристики разомкнутых САР: а — при устойчивой системе в разомкнутом состоянии; б — при неустойчивой системе в разомкнутом состоянии; 1 — при устойчивой системе в замкнутом состоянии; 2 — на границе устойчивости систем в замкнутом состоянии; 3 — при неустойчивой системе в замкнутом состоянии

угол поворота вектора $1 + Y(i\Omega)$ будет равен нулю только в том случае, если амплитудно-фазовая частотная характеристика 1 не охватывает точку $C(-1; 0)$. Если амплитудно-фазовая частотная характеристика 3 охватывает точку $C(-1; 0)$, то суммарный угол поворота вектора $1 + Y(i\Omega)$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$ окажется не равным нулю, что свидетельствует о неустойчивости рассматриваемой САР. Амплитудно-фазовая частотная характеристика 2, проходящая через точку C , является граничной между устойчивыми и неустойчивыми САР.

Следовательно, частотный критерий устойчивости при устойчивой разомкнутой системе можно сформулировать и так: САР устойчива, если амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутой системы $Y(i\Omega)$ не охватывает точку $(-1; 0)$ на комплексной плоскости.

Частотный критерий устойчивости можно использовать также при исследовании устойчивости САР, неустойчивых в разомкнутом состоянии. К числу таких систем может быть отнесена система, показанная на рис. 9.7, б, если $k_d < 0$.

Если среди n корней разомкнутой САР m корней расположены в правой полуплоскости (см. рис. 10.2), то вектор $A_R(\Omega)$ при изменении Ω от 0 до $+\infty$ повернется против часовой стрелки на угол $\gamma_R(\Omega) = (n - 2m) \pi/2$, в то время как вектор $A(\Omega)$ в случае устойчивости САР в замкнутом состоянии повернется на угол $\gamma(\Omega) = n\pi/2$ против часовой стрелки.

Подстановка углов поворота $\gamma(\Omega)$ и $\gamma_R(\Omega)$ векторов $A(\Omega)$ и $A_R(\Omega)$ в выражение (10.30) показывает, что при изменении Ω от 0 до $+\infty$ в рассматриваемом случае

$$\gamma(\Omega) - \gamma_R(\Omega) = n\pi/2 - (n - 2m) \pi/2 = m\pi.$$

Следовательно, частотный критерий устойчивости САР, неустойчивых в разомкнутом состоянии, должен быть сформулирован следующим образом: если разомкнутая САР имеет m корней

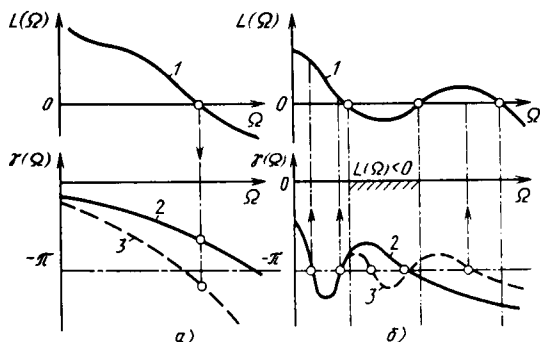


Рис. 10.9. Оценка устойчивости САР по логарифмическим частотным характеристикам разомкнутой системы:

a — первого рода; *б* — второго рода; 1 — амплитудная $L(\Omega)$; 2 — фазовая $\gamma(\Omega)$ при устойчивой системе; 3 — фазовая при неустойчивой системе

в правой полуплоскости, то для устойчивости соответствующей замкнутой САР необходимо и достаточно, чтобы амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутой системы при изменении Ω от 0 до $+\infty$ охватывала точку с координатами $(-1; 0)$ на комплексной плоскости так, чтобы угол обхвата против часовой стрелки составлял $m\pi$.

На рис. 10.8, б приведена амплитудно-фазовая частотная характеристика 1 разомкнутой системы 3-го порядка, имеющей один корень характеристического уравнения в правой полуплоскости. Соответствующая замкнутая САР устойчива, так как угол обхвата точки $(-1; 0)$ составляет $1 \cdot \pi$ против часовой стрелки при изменении Ω от 0 до $+\infty$. Амплитудно-фазовая частотная характеристика 3 разомкнутой системы такова, что при изменении Ω от 0 до $+\infty$ суммарный угол поворота вектора $1 + Y(i\Omega)$ составляет также $m\pi$ (при $m = 1$), но по часовой стрелке. Это свидетельствует о том, что соответствующая замкнутая САР неустойчива.

Оценка устойчивости по логарифмическим частотным характеристикам. Устойчивость замкнутой САР можно оценить с помощью совместного анализа логарифмических амплитудной и фазовой частотных характеристик разомкнутой системы (рис. 10.9).

В соответствии с частотным критерием устойчивости САР, устойчивая в разомкнутом состоянии, остается устойчивой и в замкнутом состоянии, если амплитудно-фазовая частотная характеристика первого рода (кривая 1 на рис. 9.8) разомкнутой системы, находящаяся правее точки $(-1; 0)$, расположена так, что фазовый угол всегда остается больше $-\pi$. При амплитудно-фазовой частотной характеристике второго рода (кривая 2) число пересечений действительной отрицательной полуоси слева от точки $(-1; 0)$ снизу вверх должно равняться числу пересечений сверху вниз. Этими условиями можно воспользоваться для оценки устойчивости системы регулирования по логарифмическим частотным характеристикам.

Действительно, если из начала координат амплитудно-фазовой частотной характеристики системы провести окружность ради-

усом $r = 1$, то в момент пересечения этой окружности амплитудно-фазовой частотной характеристикой соответствующая логарифмическая амплитудная частотная характеристика пересечет ось абсцисс, так как $\lg 1 = 0$.

Следовательно, при амплитудно-фазовой частотной характеристике, расположенной правее точки $(-1; 0)$, САР устойчива, если при $L(\Omega) \geq 0$ соответствующая фазовая частотная характеристика проходит так, что числовые значения фазы $\gamma(\Omega)$ превосходят $-\pi$ (кривая 2 на рис. 10.9, а). Если значения $\gamma(\Omega)$ не превосходят $-\pi$ при $L(\Omega) \geq 0$ (кривая 3), то САР неустойчива.

При амплитудно-фазовой частотной характеристике второго рода признаки устойчивости системы регулирования, получаемые по логарифмическим частотным характеристикам, несколько видоизменяются. Исследуемая САР будет устойчивой (в замкнутом состоянии), если логарифмическая фазовая частотная характеристика $\gamma(\Omega)$ разомкнутой системы (устойчивой) при $L(\Omega) \geq 0$ будет проходить через ординату $-\pi$ одинаковое число раз как в одном, так и в другом направлении (кривая 2 на рис. 10.9, б).

Изложенная методика оценки устойчивости САР по логарифмическим частотным характеристикам может быть использована также для случая, когда разомкнутая система неустойчива.

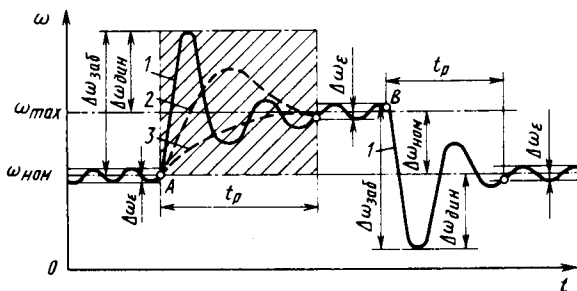
КАЧЕСТВО ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ§ 11.1. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ
ПРОЦЕССОВ

Во многих случаях оценка работы САР только с точки зрения устойчивости оказывается недостаточной, так как мало знать, что переходные процессы являются сходящимися, надо определить характер изменения регулируемого параметра, выяснить время установления заданного равновесного режима и т. д.

Оценка переходного процесса по этим показателям является оценкой качества, осуществляемой с помощью специальных показателей. Одним из таких показателей может служить способность устойчивой САР поддерживать постоянство регулируемого параметра на равновесном режиме. Дело в том, что двигатель внутреннего сгорания является машиной циклического действия, и поэтому на любом равновесном режиме его угловая скорость ω совершает определенные установившиеся колебания (рис. 11.1). Для оценки этих колебаний введен специальный параметр $\psi_\omega = 2 \Delta\omega_\epsilon / \omega_0$ — *степень неустойчивости* угловой скорости коленчатого вала, где $\Delta\omega_\epsilon$ — фактическое отклонение угловой скорости от ее значения ω_0 на заданном равновесном режиме. Чем выше класс точности регулятора, тем меньше степень неустойчивости. Так, при нагрузках двигателя от 25 до 100 % значения номинальной степени неустойчивости ψ_ω колеблются от 0,5 % (при однорежимных прецизионных регуляторах первого класса) до 2,0 % (при однорежимных регуляторах четвертого класса) и от 1,0 до 4,0 % при установке на двигателях всережимных регуляторов.

Одним из наиболее важных показателей качества переходного процесса является *время регулирования* t_p (время переходного процесса), в качестве которого принимается интервал времени от момента сброса (точка *A*) или наброса (точка *B*) нагрузки до установления колебаний угловой скорости, определяемых неустойчивостью угловой скорости коленчатого вала (см. рис. 11.1). Переходный процесс считается закончившимся, как только отклонение регулируемого параметра (угловой скорости) от заданного равновесного значения становится равным или меньшим $\Delta\omega_\epsilon$ и впоследствии не выходит за пределы границы $\omega_0 - \Delta\omega_\epsilon \leq \omega \leq \omega_0 + \Delta\omega_\epsilon$. Чем выше класс точности регулятора, тем меньше время регулирования. При полном сбросе нагрузки (до холостого хода) наибольшее допустимое время регулирова-

Рис. 11.1. Параметры качества переходных процессов САР двигателя



ния t_p составляет 2 с при установке на двигателе регулятора первого класса, 3 с — второго класса, 5 с — третьего класса и 10 с — четвертого класса.

Важным показателем качества переходного процесса является также так называемый *заброс угловой скорости* $\Delta\omega_{заб}$. Под забросом обычно понимают разность мгновенного наибольшего отклонения угловой скорости в переходном процессе от значения ω угловой скорости предыдущего равновесного режима работы, т. е. сумму статического $\Delta\omega_{ном}$ и динамического $\Delta\omega_{дин}$ отклонений от равновесного режима (точки A или B).

Обычно принимают, что САР двигателя удовлетворяет требованиям качества, если значения $\Delta\omega_{заб}$, $\Delta\omega_{ст}$ и t_p не превышают заданных предельных значений. В связи с этим параметры качества переходного процесса можно изобразить в виде площади, заштрихованной на рис. 11.1. Если все переходные процессы системы регулирования укладываются в границы заштрихованной площади, то считают, что требуемое качество работы САР обеспечено.

Следовательно, оценивать качество наиболее удобно в тех случаях, когда переходный процесс уже построен. Это так называемая *прямая оценка качества*. Если же переходные процессы не построены, качество работы САР можно оценивать с помощью специально вводимых критериев качества. Такая оценка качества называется *косвенной*.

§ 11.2. КОСВЕННЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Расположение корней характеристического уравнения

Качество переходного процесса можно оценить по расположению корней характеристического уравнения в плоскости, показанной на рис. 10.2.

Переходный процесс состоит из алгебраической суммы апериодических (10.8) и колебательных (10.9) составляющих, число

которых определяется порядком дифференциального уравнения системы, т. е. числом корней характеристического уравнения. Если корень характеристического уравнения p_j действительный, то математическое выражение соответствующей составляющей переходного процесса имеет вид $\varphi_j = C_j e^{p_j t}$, т. е. φ_j — экспонента, обладающая свойством в равные интервалы времени уменьшать ординату составляющей в равных отношениях. Пусть в момент времени t_1 ордината составляющей $\varphi_j = \varphi_{j1}$, а в момент t_2 соответственно $\varphi_j = \varphi_{j2}$. В этом случае $\varphi_{j2}/\varphi_{j1} = e^{p_j(t_2 - t_1)}$. Если φ_{j2} в m раз меньше φ_{j1} , то $\varphi_{j1} = m\varphi_{j2}$ и тогда

$$t_{jm} = t_2 - t_1 = -\ln m/p_j. \quad (11.1)$$

Соотношение (11.1) показывает, что чем меньше абсолютная величина действительной части корня, тем больший интервал времени t_{jm} потребуется для того, чтобы ордината составляющей уменьшалась в m раз, т. е. чем меньше p_j , тем больше время затухания данной составляющей. Следовательно, для обеспечения качества переходного процесса на плоскости расположения корней (см. рис. 10.2) можно наметить некоторую границу AB , находящуюся левее мнимой оси на расстоянии ξ . Если $|p_j| > |\xi|$, то любая из составляющих φ_j переходного процесса затухает быстрее экспоненты

$$\varphi_\xi = C e^{-\xi t}. \quad (11.2)$$

Выполнение этого условия нетрудно проверить расчетным путем. Действительно, значение ξ дает возможность преобразовать характеристическое уравнение, например (10.5), путем смещения оси ординат (см. рис. 10.2) на ξ влево. В этом случае

$$A_3(p - \xi)^3 + A_2(p - \xi)^2 + A_1(p - \xi) + A_0 = 0.$$

Раскрыв скобки, получим уравнение

$$A_3^{\xi} p^3 + A_2^{\xi} p^2 + A_1^{\xi} p + A_0^{\xi} = 0.$$

Если полученное уравнение удовлетворяет условиям устойчивости, то все корни исходного уравнения расположены левее выбранной границы AB и, следовательно, все составляющие будут затухать быстрее экспоненты (11.2).

Если действительная часть α корней характеристического уравнения определяет скорость затухания составляющих переходного процесса, то коэффициент Ω мнимой части этих корней характеризует их колебательность [см. выражение (10.9)]. По мере увеличения значения Ω увеличивается число колебаний, совершаемых САР в течение переходного процесса. Поэтому поле расположения корней характеристического уравнения на плоскости корней с точки зрения качества ограничивается не только абсциссой ξ , но и углом ψ_ξ (см. рис. 10.2), причем $\psi_\xi = \arctg(\Omega/\alpha)$. Чем меньше Ω/α , тем меньше колебаний совершает система.

Таким образом, работа САР удовлетворяет заданному качеству, если корни характеристического уравнения располагаются в пределах области $CABD$, показанной на рис. 10.2.

Степень устойчивости. Степенью устойчивости α системы называется наименьшее расстояние от мнимой оси до ближайшего корня в левой полуплоскости.

Для определения степени устойчивости системы необходимо перенести мнимую ось (см. рис. 10.2) влево на α до совпадения с ближайшим корнем (если корень действительный) или с ближайшими корнями (если корни комплексные сопряженные) характеристического уравнения.

На диаграмму Вышнеградского (см. рис. 10.3) могут быть нанесены характеристики равных значений степени устойчивости (см. рис. 10.3, б), причем характеристикой при $\alpha = 0$ является сама гипербола 1.

Зная значения критериев подобия χ и ζ по диаграмме, представленной на рис. 10.3, б, можно определить степень устойчивости α нормированной системы и по соотношению $\alpha_n = \alpha/q$ (где q — константа времени) степень устойчивости ненормированной системы. Если известна величина α_n , то в уравнении (10.8) двумя слагаемыми можно пренебречь и сохранить только $\varphi = C_1 e^{\alpha_n \tau}$, так как эта составляющая затухает медленнее других и, следовательно, определяет время регулирования τ_p . Переходный процесс считается законченным при $\varphi \leq \varphi_e$, где $\varphi_e = \Delta\omega_e/\omega_0$ (см. рис. 11.1). Если начальное отклонение $C_1 = \varphi_0$ и $\tau = \tau_p$, то $\varphi = \varphi_e$ и тогда $\varphi_e = \varphi_0 e^{\alpha_n \tau_p}$ или $\varphi_e/\varphi_0 = e^{\alpha_n \tau_p}$. Логарифмируя полученное выражение, определим $\tau_p = \ln(\varphi_e/\varphi_0)/\alpha_n$ — время регулирования исследуемой системы.

Таким образом, степень устойчивости характеризует время переходного процесса и, следовательно, динамические качества САР.

Интегральные критерии. При оценке качества переходных процессов применяются в основном следующие три интегральных критерия:

$$I_1 = \int_0^{\infty} \varphi \, dt; \quad (11.3)$$

$$I_2 = \int_0^{\infty} \varphi^2 \, dt; \quad (11.4)$$

$$I_3 = \int_0^{\infty} [\varphi^2 + T^2 (d\varphi/dt)^2] \, dt. \quad (11.5)$$

Интеграл (11.3) представляет собой площадь под кривой I переходного процесса (см. рис. 10.1, а). Считается, что минимальное значение интеграла I_1 соответствует оптимальному переход-

ному процессу системы. Для подсчета I_1 из дифференциального уравнения системы, например (10.2), необходимо определить φ и подставить в выражение (11.3), после чего интеграл получает вид

$$I_1 = -(1/A_0) \int_0^{\infty} (A_3 d^3\varphi/dt^3 + A_2 d^2\varphi/dt^2 + A_1 d\varphi/dt) dt.$$

Если САР устойчива, то при $t = +\infty$ сходящийся переходный процесс уже заканчивается, поэтому $d^3\varphi/dt^3 = d^2\varphi/dt^2 = d\varphi/dt = \varphi = 0$. При $t = 0$ значения φ и всех производных известны, так как начальные условия φ_0 ; $(d\varphi/dt)_0$; $(d^2\varphi/dt^2)_0$ заданы. Поэтому после интегрирования и подстановки пределов получим

$$I_1 = (1/A_0) [A_3 (d^2\varphi/dt^2)_0 + A_2 (d\varphi/dt)_0 + A_1 \varphi_0]. \quad (11.6)$$

Необходимо отметить, однако, что при перерегулировании (кривая 2 на рис. 10.1, а) параметр φ меняет алгебраический знак, поэтому при подсчете интеграла I_1 площади со знаком минус вычитаются из площадей со знаком плюс, в связи с чем в таких случаях минимальное значение $I_{1 \min}$ не соответствует лучшему переходному процессу.

Указанный недостаток исключается при пользовании интегралом (11.4), так как при этом обеспечивается суммирование положительных и отрицательных площадей.

Для отыскания интеграла все члены дифференциального уравнения системы n -го порядка необходимо последовательно умножить на

$$\frac{d^{n-1}\varphi}{dt^{n-1}}; \frac{d^{n-2}\varphi}{dt^{n-2}}; \dots; \frac{d^2\varphi}{dt^2}; \frac{d\varphi}{dt}; \varphi,$$

затем рассматривать полученную таким образом систему n уравнений. Например, для уравнения второго порядка такая система при интегрировании по времени в пределах от 0 до $+\infty$ имеет вид

$$\begin{aligned} A_2 \int_0^{\infty} \frac{d^2\varphi}{dt^2} \varphi dt + A_1 \int_0^{\infty} \frac{d\varphi}{dt} \varphi dt + A_0 \int_0^{\infty} \varphi^2 dt &= 0; \\ A_2 \int_0^{\infty} \frac{d^2\varphi}{dt^2} \frac{d\varphi}{dt} dt + A_1 \int_0^{\infty} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 dt + A_0 \int_0^{\infty} \varphi \frac{d\varphi}{dt} dt &= 0. \end{aligned}$$

При вычислении входящих в систему уравнений интегралов вводятся новые неизвестные параметры: при системе второго порядка

$$I_a = \int_0^{\infty} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 dt;$$

при системе третьего порядка дополнительно

$$J_b = \int_0^{\infty} (d^2\varphi/dt^2)^2 dt;$$

при системе четвертого порядка дополнительно

$$J_c = \int_0^{\infty} (d^3\varphi/dt^3)^2 dt$$

и т. д.

Остальные интегралы вычисляются непосредственно или методом разложения по частям.

После подстановки J_a , J_2 и найденных решений интегралов в систему интегральных уравнений последняя примет вид

$$A_0 J_2 - A_0 J_a = N_{10};$$

$$A_1 J_a = N_{20},$$

где правые части

$$\left. \begin{aligned} N_{10} &= A_2 \varphi_0 (d\varphi/dt)_0 + (A_1/2) \varphi_0^2; \\ N_{20} &= (A_2/2) (d\varphi/dt)_0^2 + (A_0/2) \varphi_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (11.7)$$

Таким образом,

$$J_2 = (1/A_0) (N_{10} + A_2 N_{20}/A_1). \quad (11.8)$$

При создании САР следует добиваться минимального значения J_2 , что равносильно получению оптимального переходного процесса. Однако применение критерия J_2 показывает, что при $J_{2 \min}$ переходный процесс чаще всего получается колебательным, а это в ряде случаев нежелательно.

Указанный недостаток исключается при пользовании интегральным критерием J_3 . Интеграл (11.5) можно представить в виде

$$\begin{aligned} J_3 &= \int_0^{\infty} (\varphi + T d\varphi/dt)^2 dt - 2T \int_0^{\infty} \varphi (d\varphi/dt) dt = \\ &= \int_0^{\infty} (\varphi + T d\varphi/dt)^2 dt + T \varphi_0^2. \end{aligned}$$

Из полученного выражения следует, что интеграл будет иметь минимальное значение только в том случае, когда $T(d\varphi/dt) + \varphi = 0$. Так как решение такого уравнения имеет вид $\varphi = \varphi_0 e^{-t/T}$, то приближение интеграла J_3 к его минимальному значению равносильно приближению переходного процесса к сходящейся экспоненте.

Применение критерия (11.5) требует предварительного выбора T , что возможно, если известна желаемая экспонента, удовлетворяющая и условию плавности переходного процесса и скорости срабатывания системы регулирования.

§ 11.3. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПУТЕМ ПОСТРОЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Наиболее просто переходные процессы можно построить в тех случаях, когда они описываются линейным дифференциальным уравнением второго порядка, получаемого путем известных упрощений. Такие упрощения реализуются, как правило, в тех случаях, когда один или несколько параметров (чаще всего параметров регулятора) можно принять равным нулю. Например, при желании получить приближенную оценку качества работы системы прямого регулирования двигателя можно в первом приближении принимать равным нулю время регулятора ($T_p^2 = 0$) и таким образом снизить порядок дифференциального уравнения с третьего до второго. Однако принятое условие $T_p^2 = 0$ может в некоторых случаях приводить к заметным искажениям результатов, во избежание которых следует использовать линейное дифференциальное уравнение третьего порядка вида (9.8) или (9.16).

К уравнениям третьего порядка могут быть сведены задачи исследования переходных процессов также некоторых систем непрямого регулирования. Поэтому при оценке качества работы САР достаточно часто приходится сталкиваться с линейным дифференциальным уравнением третьего порядка.

§ 11.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОРНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ

Для построения переходного процесса по формулам (10.7) или (10.9) необходимо знать числовые значения корней характеристического уравнения, для определения которых можно использовать приближенные методы. Один из таких методов заключается в том, что характеристическое уравнение разделяется на сомножители в виде полиномов первой или второй степени.

Пусть, например, динамические свойства САР характеризуются уравнением

$$p^4 + (A_3/A_4) p^3 + (A_2/A_4) p^2 + (A_1/A_4) p + (A_0/A_4) = 0. \quad (11.9)$$

В этом случае на основе последних трех членов составляют квадратное уравнение вида

$$p^2 + (A_1/A_2) p + (A_0/A_2) = 0 \quad (11.10)$$

и делят полином (11.9) на полином (11.10) до получения в остатке трехчлена вида

$$a'_2 p^2 + a'_1 p + a'_0,$$

после чего составляют трехчлен вида

$$p^2 + (a'_1/a'_2) p + (a'_0/a'_2) \quad (11.11)$$

и полином (11.9) вновь делят на полученный трехчлен (11.11). Так продолжают до тех пор, пока полином (11.9) не разделится на трехчлен без остатка или с допустимо малым остатком. Пусть делитель имеет в этом случае вид $p^2 + (a_1^n/a_2^n)p + (a_0^n/a_2^n)$, а частное от деления $p^2 + B_1p + B_0$. Тогда характеристическое уравнение (11.7) можно представить в виде произведения

$$[p^2 + (a_1^n/a_2^n)p + a_0^n/a_2^n](p^2 + B_1p + B_0) = 0. \quad (11.12)$$

Полученное уравнение удовлетворяется при условиях

$$\left. \begin{aligned} p^2 + (a_1^n/a_2^n)p + a_0^n/a_2^n &= 0; \\ p^2 + B_1p + B_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (11.13)$$

и, следовательно, корни этих квадратных уравнений одновременно являются корнями характеристического уравнения (11.9).

В тех случаях, когда дифференциальное уравнение имеет нечетный порядок, например пятый, характеристическое уравнение имеет нечетную пятую степень. В этом случае для определения корней характеристического уравнения следует вначале подсчитать корни уравнения

$$p^2 + (A_1/A_2)p + (A_0/A_2) = 0. \quad (11.14)$$

Если эти корни комплексные сопряженные, то порядок дальнейшего вычисления корней характеристического уравнения сохраняется прежним; если же действительные, то можно начать с определения одного корня путем деления полинома пятой степени на двучлен $p + A_0/A_1$; затем на $a_1'p + a_0'$ и т. д. до деления без остатка или с допустимо малым остатком. Оставшийся четный полином делится на трехчлен в соответствии с описанной выше методикой.

Найденные таким образом приближенные значения корней, например характеристического уравнения (11.14), могут быть уточнены графоаналитическим способом. Для этого необходимо задаться несколькими значениями корня p в окрестности уже подсчитанного, определить значения полинома (11.14) при выбранных значениях корней и построить зависимость этих значений от выбранных значений корней. Точка пересечения этой зависимости с абсциссой (полином равен нулю) и даст на абсциссе уточненное значение искомого корня.

§ 11.5. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЛАПЛАСА

Изображения функций и их производных. Преобразование Лапласа можно применить к функциям $\varphi(t)$, имеющим конечное число разрывов, равным нулю при $t < 0$ и ограниченным по модулю при $t > 0$ так, что $|\varphi(t)| < A e^{kt}$, где A и k — постоян-

ные величины, независимые от t . Для таких функций можно найти изображение по формуле

$$L[\varphi(t)] = \int_0^{\infty} \varphi(t) e^{-zt} dt. \quad (11.15)$$

Общие интегралы дифференциальных уравнений САР, описывающие переходные процессы в этих системах, полностью удовлетворяют приведенным выше ограничениям, поэтому к ним может быть применено преобразование Лапласа.

Формула (11.15) показывает, что в тех случаях, когда функция $\varphi(t)$ имеет постоянный коэффициент A , последний может быть вынесен за знак интеграла:

$$L[A\varphi(t)] = AL[\varphi(t)].$$

Если $\varphi(t) = \varphi_1(t) + \varphi_2(t)$, то

$$L[\varphi(t)] = L[\varphi_1(t)] + L[\varphi_2(t)]. \quad (11.16)$$

Пусть, например, $\varphi(t) = e^{z_1 t}$. В этом случае в соответствии с формулой (11.15)

$$L[\varphi(t)] = \int_0^{\infty} e^{z_1 t} e^{-zt} dt = \int_0^{\infty} e^{-(z-z_1)t} dt$$

или после интегрирования

$$L[\varphi(t)] = -\frac{1}{z-z_1} e^{-(z-z_1)t} \Big|_0^{\infty} = \frac{1}{z-z_1}. \quad (11.17)$$

Если $z = -i\Omega$, то в соответствии с формулой (11.17) $L[\varphi(t)] = L[e^{-i\Omega t}] = 1/(z + i\Omega)$.

Умножив и разделив полученное отношение на $z - i\Omega$, можно показать, что

$$L[e^{-i\Omega t}] = (z - i\Omega)/(z^2 + \Omega^2).$$

Так как в соответствии с формулами Эйлера $L[e^{-i\Omega t}] = L[\cos \Omega t - i \sin \Omega t]$,

$$\text{то } L[\cos \Omega t] = z/(z^2 + \Omega^2) \text{ и } L[\sin \Omega t] = \Omega/(z^2 + \Omega^2).$$

В качестве возмущающего воздействия на САР часто используют типовое единичное ступенчатое возмущение. Таким возмущением может быть мгновенный сброс (наброс) нагрузки при $\alpha_d = \pm 1(t)$ (см. рис. 9.11, а), в результате чего $\pm |\Delta N| = |N_0|$, или изменение скоростного режима перестановкой рычага управления регулятором при $\pm |\Delta \psi| = (\psi_0)$, когда $\alpha_p = +1(t)$. Ступенчатая функция (см. рис. 9.11, а) имеет один разрыв, поэтому

к ней может быть применено преобразование Лапласа. Например, при набросе нагрузки

$$L[\alpha_d(t)] = \int_0^{\infty} \alpha_d(t) e^{-zt} dt = \int_0^{\infty} 1(t) e^{-zt} dt = 1/z. \quad (11.18)$$

Аналогично при сбросе нагрузки $L[\alpha_d(t)] = -1/z$.

Другим часто используемым типовым возмущением является единичный импульс (см. рис. 9.11, в), характеризующийся так называемой дельта-функцией $\delta(t)$, которая при $t = 0$ дает максимум, а при $t \rightarrow \pm\infty$ стремится к нулю (кривая 1 на рис. 9.11, в).

В качестве примера такой дельта-функции можно использовать выражение

$$\delta(t) = 1/(1 + t^2) \pi. \quad (11.19)$$

Так как по условию возмущения импульс должен быть единичным, то

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = \alpha_d(t) = 1(t). \quad (11.20)$$

Действительно, интеграл выражения (11.19) в указанных пределах дает единицу. Однако площадь, равную единице, можно сохранить и в том случае, когда максимальная ордината функции существенно увеличивается, а границы по абсциссе сужаются (кривая 2 на рис. 9.11, в). Пусть, например, масштаб времени увеличится в m раз. Тогда интеграл

$$(1/\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} d(mt)/(1 + m^2 t^2) = (1/\pi) \operatorname{arctg}(mt) \Big|_{-\infty}^{+\infty} = 1,0$$

и в этом случае дает единицу, хотя на выбор m ограничений не накладывалось. Следовательно, дельта-функция может быть определена и при условии

$$\delta(t) = \lim_{m \rightarrow \infty} m \delta_1(mt),$$

при котором она равна нулю при всех $t \neq 0$, но имеет бесконечно большое значение при $t = 0$, а площадь под кривой остается равной единице.

Продифференцируем выражение (11.20), в результате чего получим

$$\delta(t) = d\alpha_d(t)/dt.$$

Следовательно, при единичном импульсном возмущении

$$L[\delta(t)] = \int_0^{\infty} [d\alpha_d(t)/dt] e^{-zt} dt = \int_0^{\infty} e^{-zt} d\alpha_d(t).$$

Интегрирование по частям приводит к уравнению

$$L[\delta(t)] = e^{-zt} \alpha_d(t) \Big|_0^{\infty} - \int_0^{\infty} \alpha_d(t) (-z) e^{-zt} dt.$$

Но $\alpha_d(t) = 0$ при $t = 0$, а $e^{-zt} = 0$ при $t = \infty$, поэтому

$$L[\delta(t)] = z \int_0^{\infty} \alpha_d(t) e^{-zt} dt$$

или с учетом формулы (11.18)

$$L[\delta(t)] = 1, 0. \quad (11.21)$$

С помощью преобразования Лапласа могут быть получены изображения исследуемой функции $\varphi(t)$ и ее производных. Для этого формулу (11.15) надо проинтегрировать по частям так, что $u = \varphi(t)$ и $dv = e^{-zt} dt$. Так как $v = -(1/z) e^{-zt} \Big|_0^{\infty}$, то

$$L[\varphi(t)] = -\varphi(t) e^{-zt}/z \Big|_0^{\infty} - \int_0^{\infty} (-e^{-zt}/z) d\varphi(t).$$

Следовательно, изображение первой производной исследуемой функции

$$L[\varphi'(t)] = z L[\varphi(t)] - \varphi(0). \quad (11.22)$$

Для получения изображения второй производной функции $\varphi(t)$ формулу

$$L[\varphi''(t)] = \int_0^{\infty} \varphi''(t) e^{-zt} dt$$

следует вновь проинтегрировать по частям. Пусть $u = \varphi'(t) = d\varphi(t)/dt$, тогда

$$L[\varphi'(t)] = \varphi'(t) (-e^{-zt}/z) \Big|_0^{\infty} - \int_0^{\infty} (-e^{-zt}/z) \varphi''(t) dt,$$

откуда с учетом формулы (11.22) получим

$$L[\varphi''(t)] = z^2 L[\varphi(t)] - z\varphi(0) - \varphi'(0). \quad (11.23)$$

Аналогичным способом можно получить изображение производных

$$L[\varphi'''(t)] = z^3 L[\varphi(t)] - z^2 \varphi(0) - z\varphi'(0) - \varphi''(0); \quad (11.24)$$

$$L[\varphi^{(IV)}(t)] = z^4 L[\varphi(t)] - z^3 \varphi(0) - z^2 \varphi'(0) - z\varphi''(0) - \varphi'''(0) \quad (11.25)$$

и т. д.

Начальное отклонение $\varphi(0)$ исследуемой функции и ее производные, входящие в правую часть выражений (11.22)–(11.25),

соответствуют моменту $t = -0$ до появления возмущающего воздействия на САР.

Изображения производных (11.22)—(11.25) удобно использовать для определения начальных (при $t = +0$) и конечных (при $t = +\infty$) значений функций $\varphi(t)$ в переходном процессе. Действительно, при $z \rightarrow +\infty$

$$L[\varphi'(t)] = \int_0^{\infty} \frac{d\varphi(t)}{dt} e^{-zt} dt \rightarrow 0,$$

поэтому согласно выражению (11.22)

$$\varphi(0) = \lim_{z \rightarrow \infty} zL[\varphi(t)]. \quad (11.26)$$

В соответствии с формулой (11.23)

$$\varphi'(0) = \lim_{z \rightarrow \infty} \{z^2 L[\varphi(t)] - z\varphi(0)\}, \quad (11.27)$$

в соответствии с формулой (11.24)

$$\varphi''(0) = \lim_{z \rightarrow \infty} \{z^3 L[\varphi(t)] - z^2 \varphi(0) - z\varphi'(0)\} \quad (11.28)$$

и т. д.

Таким образом, можно определить значения функции и всех ее производных при $t = +0$, т. е. найти начальные условия переходного процесса, появляющегося вследствие единичного ступенчатого или импульсного возмущения.

Для того чтобы найти конечное значение функции (при $t = \infty$), необходимо к формуле (11.22) применить условие $z \rightarrow 0$. В этом случае

$$\int_0^{\infty} [d\varphi(t)/dt] dt = \lim_{z \rightarrow 0} \{zL[\varphi(t)] - \varphi(0)\}.$$

Так как

$$\int_0^{\infty} [d\varphi(t)/dt] dt = \int_0^{\infty} d\varphi(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) - \varphi(0),$$

то сопоставление полученных выражений свидетельствует о том, что

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) = \lim_{z \rightarrow 0} \{zL[\varphi(t)]\}. \quad (11.29)$$

Формула (11.29) дает возможность определять значение функции $\varphi(t)$ после завершения переходного процесса и тем самым находить статическую ошибку (неравномерность) работы САР.

С помощью преобразования Лапласа можно также находить и саму функцию $\varphi(t)$, если известно ее изображение (обратное

преобразование Лапласа). Для выполнения этой задачи необходимо подсчитать интеграл

$$\varphi(t) = (1/2\pi i) \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} L[\varphi(t)] e^{zt} dz. \quad (11.30)$$

Начальные условия при единичном возмущении. В САР двигателей наиболее часты возмущения, связанные с изменением нагрузки. Единичное ступенчатое изменение нагрузки α_d в дифференциальных уравнениях двигателей при $t > 0$ дает $\alpha_d(t) = \pm 1(t) = \text{const}$. Пусть переходный процесс вызывается набросом нагрузки $\alpha_d(t) = +1(t)$ при неизменной настройке регулятора ($\alpha_p = 0$), а дифференциальное уравнение САР имеет вид (9.8).

Умножим все члены уравнения на e^{-zt} и проинтегрируем в пределах от 0 до $+\infty$, тогда с учетом (11.18), (11.22)—(11.24) это уравнение (9.8) приводится к виду

$$\begin{aligned} & A_3 \{z^3 L[\varphi(t)] - z^2 \varphi(0) - z \varphi'(0) - \varphi''(0)\} + \\ & + A_2 \{z^2 L[\varphi(t)] - z \varphi(0) - \varphi'(0)\} + A_1 \{z L[\varphi(t)] - \varphi(0)\} + \\ & + A_0 L[\varphi(t)] = -B_2 \{z^2 L[\alpha_d(t)] - z \alpha_d(0) - \\ & - \alpha_d'(0)\} - B_1 \{z L[\alpha_d(t)] - \alpha_d(0)\} - B_0 L[\alpha_d(t)] \end{aligned}$$

или после раскрытия скобок

$$\begin{aligned} (A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0) L[\varphi(t)] = & -(B_2 z^2 + \\ + B_1 z + B_0) L[\alpha_d(t)] + & (A_3 z^2 + A_2 z + A_1) \varphi(0) + (A_3 z + \\ + A_2) \varphi'(0) + & A_3 \varphi''(0). \end{aligned} \quad (11.31)$$

Если допустить, что при $t < 0$ и $t = -0$ САР работала в условиях установившегося равновесного режима, то $\varphi(0) = 0$; $\varphi'(0) = 0$; $\varphi''(0) = 0$; $\alpha_d(0) = 0$; $\alpha_d'(0) = 0$.

С учетом этих условий и выражений (11.18), (11.22) и (11.23) можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{\infty} (d^2 \alpha_d / dt^2) e^{-zt} dt &= z; \\ \int_0^{\infty} (d \alpha_d / dt) e^{-zt} dt &= 1, 0; \\ \int_0^{\infty} \alpha_d(t) e^{-zt} dt &= \int_0^{\infty} 1(t) e^{-zt} dt = 1/z, \end{aligned} \right\} \quad (11.32)$$

поэтому уравнение (11.31) приводится к виду

$$(A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0) L[\varphi(t)] = -B_2 z - B_1 - B_0/z,$$

откуда

$$zL[\varphi(t)] = -\frac{B_2 z^2 + B_1 z + B_0}{A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0}. \quad (11.33)$$

Для определения начальных условий следует воспользоваться формулами (11.26), (11.27) и (11.28). Так, подстановка в формулу (11.26) отношения (11.33) показывает, что при $z \rightarrow \infty$ и $t = +0$ начальное отклонение регулируемого параметра

$$\varphi = \varphi_0 = \varphi(0) = 0. \quad (11.34)$$

В соответствии с формулой (11.27)

$$\varphi'(0) = \lim_{z \rightarrow \infty} \left[-\frac{B_2 z^3 + B_1 z^2 + B_0 z}{A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0} \right].$$

Разделив числитель и знаменатель на z^3 , нетрудно установить, что при $z \rightarrow \infty$ с учетом формул (9.9)

$$v_0 = \varphi'(0) = -B_2/A_3 = -1/T_d. \quad (11.35)$$

В соответствии с формулой (11.28)

$$\varphi''(0) = \lim_{z \rightarrow \infty} \left[-\frac{B_2 z^4 + B_1 z^3 + B_0 z^2}{A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0} - \frac{B_2 z}{A_3} \right].$$

После приведения к общему знаменателю при $z \rightarrow \infty$ с учетом формул (9.9)

$$w_0 = \varphi''(0) = (A_2 B_2 - A_3 B_1)/A_3^2 = k_d/T_d^2. \quad (11.36)$$

По изложенной методике могут быть определены начальные условия и для других САР при единичных ступенчатых возмущениях по нагрузке или настройке регулятора, а также при единичных импульсных, если учесть соотношение (11.21).

Конечные значения функции $\varphi(t)$. С помощью отношения (11.33) можно определить конечное значение исследуемой функции при $t = +\infty$. В соответствии с условием (11.29)

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) = \varphi(\infty) = \lim_{z \rightarrow 0} zL[\varphi(t)] = -B_0/A_0$$

или с учетом формул (9.9)

$$\varphi(\infty) = -\delta_z/(1 + \delta_z k_d),$$

так как при полном сбросе или набросе нагрузки $\theta_d = 1,0$.

Значение $\varphi(\infty)$ определяет статическую ошибку (неравномерность работы) САР прямого действия при единичном ступенчатом возмущении по нагрузке $\alpha_d = 1(t)$.

Получение общего интеграла. Исследование динамических свойств двигателей путем решения дифференциального уравнения существенно усложняется необходимостью расчета констант интегрирования. Определение общего интеграла дифференциального уравнения методом преобразования Лапласа свободно от этого недостатка.

Из уравнения (11.31) может быть определено изображение исследуемой функции

$$L[\Phi(t)] = -\frac{B(z)}{D(z)} L[\alpha_d(t)] + \frac{M(z)}{D(z)}, \quad (11.37)$$

где

$$D(z) = A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0;$$

$$B(z) = B_2 z^2 + B_1 z + B_0;$$

$$M(z) = (A_3 z^2 + A_2 z + A_1) \varphi(0) + (A_3 z + A_2) \varphi'(0) + A_3 \varphi''(0).$$

Полученное выражение для определения изображения искомой функции является наиболее общим и характеризует как вынужденный, так и свободный переходные процессы.

Для отыскания общего интеграла дифференциального уравнения, т. е. для определения функциональной зависимости $\varphi = f(t)$ (переходного процесса), необходимо применительно к уравнению (11.37) выполнить обратное преобразование Лапласа (11.30), сводящееся к нахождению оригинала по его изображению.

Если при $t \leq -0$ САР работала в условиях установившегося режима, то $\varphi(0) = 0$; $\varphi'(0) = 0$; $\varphi''(0) = 0$ и, следовательно, $M(z) = 0$. В этом случае

$$L[\Phi(t)] = -\frac{B(z)}{D(z)} L[\alpha_d(t)]. \quad (11.38)$$

Подставляя выражение (11.38) в интеграл (11.30), найдем

$$\varphi(t) = -\frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \frac{B(z)}{D(z)} L[\alpha_d(t)] e^{zt} dz. \quad (11.39)$$

При единичном ступенчатом возмущении в соответствии с формулой (11.18) выражение (11.38) приводится к виду

$$L[\Phi(t)] = -\frac{B_2 z^2 + B_1 z + B_0}{z(A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0)}. \quad (11.40)$$

Для облегчения обратного преобразования Лапласа выражение (11.40) целесообразно разбить на такие составляющие, для которых оригиналы уже известны. Одним из методов такого разбивания является представление изображения (11.40) в виде суммы отношений

$$-\frac{B(z)}{zD(z)} = \frac{C_0}{z} + \frac{C_1}{z-z_1} + \frac{C_2}{z-z_2} + \frac{C_3}{z-z_3}, \quad (11.41)$$

где z_1 ; z_2 ; z_3 — корни характеристического уравнения $A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0 = 0$. Для определения значения C_0 все члены уравнения (11.41) следует умножить на z , тогда

$$- \frac{B(z)}{D(z)} = C_0 + \frac{zC_1}{z-z_1} + \frac{zC_2}{z-z_2} + \frac{zC_3}{z-z_3}.$$

Если затем принять $z = 0$, то

$$C_0 = \left[-\frac{B(z)}{D(z)} \right]_{z=0} = -\frac{B_0}{A_0} = -\frac{\delta_z}{1+k_D \delta_z}. \quad (11.42)$$

Для определения значения коэффициента C_1 все члены уравнения (11.41) следует умножить на $z - z_1$, тогда

$$- \frac{(z-z_1)B(z)}{zD(z)} = \frac{z-z_1}{z} C_0 + C_1 + \frac{z-z_1}{z-z_2} C_2 + \frac{z-z_1}{z-z_3} C_3.$$

Если учесть, что

$$D(z) = A_3 (z - z_1) (z - z_2) (z - z_3),$$

и принять $z = z_1$, то можно получить

$$C_1 = -\frac{B_2 z_1^2 + B_1 z_1 + B_0}{A_3 z_1 (z_1 - z_2) (z_1 - z_3)}. \quad (11.43)$$

Умножая затем все члены уравнения (11.41) последовательно на $z - z_2$ и $z - z_3$ и принимая также последовательно $z = z_2$ и $z = z_3$, можно найти

$$C_2 = -(B_2 z_2^2 + B_1 z_2 + B_0) / [A_3 z_2 (z_2 - z_1) (z_2 - z_3)]; \quad (11.44)$$

$$C_3 = -(B_2 z_3^2 + B_1 z_3 + B_0) / [A_3 z_3 (z_3 - z_1) (z_3 - z_2)]. \quad (11.45)$$

Следовательно, при известных корнях z_1 ; z_2 ; z_3 характеристического уравнения становятся известными значения всех коэффициентов изображения (11.41) при единичном ступенчатом возмущении. Если учесть выражения (11.35) и (11.36), а также исходное условие $\alpha_d = 1(t)$, то формулы (11.43)–(11.45) можно представить в более общем виде:

$$C_j = -\xi_j^\varphi \frac{B_0}{A_0} \alpha_{d0} + \xi_j^v V_0 + \xi_j^w W_0, \quad (11.46)$$

где при $z_j = p_j$ ($j = 1, 2, 3$)

$$\left. \begin{aligned} \xi_1^p &= \frac{p_2 p_3}{(p_2 - p_1)(p_3 - p_1)}; & \xi_1^v &= -\frac{p_2 + p_3}{(p_2 - p_1)(p_3 - p_1)}; \\ \xi_1^w &= \frac{1}{(p_2 - p_1)(p_3 - p_1)}; \\ \xi_2^p &= \frac{p_1 p_3}{(p_3 - p_2)(p_1 - p_2)}; & \xi_2^v &= -\frac{p_1 + p_3}{(p_3 - p_2)(p_1 - p_2)}; \\ \xi_2^w &= \frac{1}{(p_3 - p_2)(p_1 - p_2)}; \\ \xi_3^p &= \frac{p_1 p_2}{(p_1 - p_3)(p_2 - p_3)}; & \xi_3^v &= -\frac{p_1 + p_2}{(p_1 - p_3)(p_2 - p_3)}; \\ \xi_3^w &= \frac{1}{(p_1 - p_3)(p_2 - p_3)}. \end{aligned} \right\} \quad (11.47)$$

Аналогично могут быть определены константы интегрирования и при исследовании переходных процессов, описываемых линейными дифференциальными уравнениями более высоких порядков.

Изображение искомой функции в виде формулы (11.41) дает возможность найти оригинал без подстановки в интеграл (11.39), так как связь изображения каждого слагаемого (11.41) с оригиналом известна и определяется соотношением (11.17). С учетом этих связей

$$L[\varphi_1(t)] = C_1/(z - z_1); \quad \varphi_1(t) = C_1 e^{z_1 t};$$

$$L[\varphi_2(t)] = C_2/(z - z_2); \quad \varphi_2(t) = C_2 e^{z_2 t}$$

и т. д. Следовательно, оригинал искомой функции

$$\varphi(t) = C_0 + C_1 e^{z_1 t} + C_2 e^{z_2 t} + C_3 e^{z_3 t}, \quad (11.48)$$

являющийся общим интегралом решаемого дифференциального уравнения САР при единичном ступенчатом возмущении. Константы интегрирования, входящие в общий интеграл, определяются формулами (11.42)–(11.45).

При единичном импульсном возмущении (см. рис. 9.11, в) с учетом выражения (11.21) формула (11.38) получит вид

$$L[\varphi(t)] = -\frac{B(z)}{D(z)} = -\frac{B_2 z^2 + B_1 z + B_0}{A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0}.$$

В соответствии с выражением (11.41)

$$-\frac{B(z)}{D(z)} = \frac{C_0}{z} + \frac{C_1}{z - z_1} + \frac{C_2}{z - z_2} + \frac{C_3}{z - z_3}.$$

Для определения C_0 умножим все члены уравнения на z . Это дает

$$-\frac{B_2 z^2 + B_1 z + B_0}{A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_0} = C_0 + \frac{C_1 z}{z - z_1} + \frac{C_2 z}{z - z_2} + \frac{C_3 z}{z - z_3}.$$

Полученное соотношение показывает, что при $z = 0$ и $C_0 = 0$. Умножая затем последовательно на $z - z_1$; $z - z_2$ и $z - z_3$ и приравнявая соответственно $z = z_1$; $z = z_2$ и $z = z_3$, нетрудно получить, что

$$C_1 = (B_2 z_1^2 + B_1 z_1 + B_0) / [A_3 (z_1 - z_2) (z_1 - z_3)];$$

$$C_2 = (B_2 z_2^2 + B_1 z_2 + B_0) / [A_3 (z_2 - z_1) (z_2 - z_3)];$$

$$C_3 = (B_2 z_3^2 + B_1 z_3 + B_0) / [A_3 (z_3 - z_1) (z_3 - z_2)].$$

Следовательно, общий интеграл при импульсном возмущении имеет вид

$$\varphi(t) = C_1 e^{z_1 t} + C_2 e^{z_2 t} + C_3 e^{z_3 t}.$$

При $t = 0$ в соответствии с формулой (11.26) и с учетом выражений (9.9)

$$\varphi_0 = \varphi(0) = B_2 / A_3 = 1 / T_d. \quad (11.49)$$

При $t = \infty$ в соответствии с формулой (11.29) $\varphi(\infty) = 0$.

Выражение (11.38) можно использовать для получения общего интеграла и при других возмущающих воздействиях на систему.

§ 11.6. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ПО ФОРМУЛЕ ОБЩЕГО ИНТЕГРАЛА

Общий интеграл дифференциального уравнения, написанный в форме (11.48), показывает, что переходному процессу $\varphi = f(t)$ соответствует алгебраическая сумма отдельных слагаемых общего интеграла, называемых обычно составляющими переходного процесса. Если их обозначить $\varphi_1 = C_1 e^{p_1 t}$; $\varphi_2 = C_2 e^{p_2 t}$; $\varphi_3 = C_3 e^{p_3 t}$, то результирующий переходный процесс для n -го порядка

$$\varphi(t) = C_0 + \sum_{j=1}^{j=n} \varphi_j(t). \quad (11.50)$$

Таким образом, для построения переходного процесса САР необходимо предварительно построить каждую из его составляющих, а затем их алгебраически просуммировать.

Все составляющие переходного процесса подразделяются на аperiodические (см. рис. 10.1, д) и колебательные (см. рис. 10.1, е, ж). Для построения аperiodической составляющей $\varphi_j(t) = C_j e^{p_j t}$ должны быть предварительно определены константа интегрирования C_j и корень характеристического уравнения p_j . При $t = 0$ ордината составляющей определяется константой интегрирования. Для определения последующих ординат при $t > 0$ можно воспользоваться известными математическими таблицами значений показательных функций e^{-x} или степенью сходимости. *Степенью сходимости* t_s называется ин-

тервал времени, в течение которого ордината составляющей переходного процесса уменьшается в 2 раза. Так как при этом условии $m = 2$, то отношение (11.1) получает вид

$$t_s = -\ln 2/p_j = -0,693/p_j. \quad (11.51)$$

На рис. 10.1, δ показано построение аperiodической составляющей I общего интервала (11.48) с помощью степени сходимости t_s (если уравнение не нормировано) или τ_s (если нормировано). При наличии среди корней характеристического уравнения комплексных сопряженных общих интеграл (11.48) можно представить в виде суммы

$$\Phi(t) = C_0 + \Phi_{\text{од}}(t),$$

где $\Phi_{\text{од}}(t)$ — общий интеграл однородного дифференциального уравнения (10.2).

При построении колебательных составляющих (см. рис. 10.1, e , $ж$)

$$\left. \begin{aligned} \varphi_2(t) &= C_2 e^{\alpha t} \cos \Omega t; \\ \varphi_3(t) &= C_3 e^{\alpha t} \sin \Omega t \end{aligned} \right\} \quad (11.52)$$

должны быть предварительно определены их начальные (при $t = 0$) отклонения, равные C_2 или C_3 , а также частота Ω_j и период колебаний

$$t_j = 2\pi/\Omega_j. \quad (11.53)$$

Для построения огибающих экспонент, определяющих закон затухания амплитудных отклонений колебательных составляющих, можно выбрать отношение ρ некоторой амплитуды составляющей переходного процесса к предыдущей амплитуде с тем же алгебраическим знаком. В моменты t_1 и t_2 амплитудных отклонений $\sin \Omega_j t = 1$, поэтому $\varphi'_3 = C_3 e^{\alpha t_1}$ и $\varphi''_3 = C_3 e^{\alpha t_2}$. Отношение их $\rho = \varphi''_3/\varphi'_3 = e^{\alpha(t_2 - t_1)}$.

Так как по условию $t_2 - t_1 = t_j$ — период колебаний, определяемый отношением (11.53), то

$$\rho = e^{\alpha t_j}. \quad (11.54)$$

В тех случаях, когда при большом периоде колебаний проявляется резкое затухание амплитуды ($\rho \ll 1,0$), практическое значение для переходного процесса имеет лишь первый период колебаний. При этих условиях существенное значение имеет форма огибающих экспонент в пределах одного периода t_j колебаний. Поэтому следует найти координаты некоторых промежуточных точек огибающих экспонент в пределах одного периода. Для этой цели выбирают промежуточные абсциссы $t = (c/d) t_j$, где c и d — целые числа ($c \leq d$). Если $\rho_{c/d}$ обозначить отношение вы-

бранной ординаты экспоненты при определенных значениях c и d к ординате в начале периода, то

$$\rho_{c/d} = e^{(c/d) \alpha t_j}. \quad (11.55)$$

Следовательно, для построения колебательной составляющей, например $\varphi_3 = C_3 e^{\alpha t} \sin \Omega t$ (см. рис. 10.1, ж), необходимо прежде всего определить $C_3 = i(C'_2 - C'_3)$, где C'_2 и C'_3 определяются выражениями (11.44) и (11.45) при $z_1 = p_1$; $z_{2,3} = \alpha_j \pm i\Omega_j$, а затем при известных значениях C_3 , ρ и $\rho_{c/d}$ построить точки A , B (B_1 ; B_2 ; B_3) и C (см. рис. 10.1, ж), по ним проводят огибающие экспоненты 1 и при известном значении периода колебаний (11.53) вписывают затухающую синусоиду 2. Суммированием всех составляющих в соответствии с общим интегралом (11.50) строится результирующий переходный процесс.

§ 11.7. ПАРАМЕТРЫ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В САР ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА

По совокупности критериев подобия χ и ζ диаграмма Вышнеградского (см. рис. 10.3) может дать представление о качестве переходного процесса, если ее дополнить характеристиками соответствующих параметров составляющих переходных процессов.

Общий интеграл нормированного дифференциального уравнения (9.23) третьего порядка имеет вид формулы (10.22) при действительных корнях характеристического уравнения (10.23). При наличии среди корней характеристического уравнения (16.23) пары комплексных сопряженных $p_{2,3} = \alpha \pm i\Omega$ общий интеграл в соответствии с выражением (10.9) может быть записан в виде

$$\varphi = C_1 e^{p_1 \tau} + C_2 e^{\alpha \tau} \cos \Omega \tau + C_3 e^{\alpha \tau} \sin \Omega \tau. \quad (11.56)$$

Степень сходимости аperiodических составляющих. Обозначим степень сходимости j -й аperiodической составляющей безразмерного переходного процесса τ_{sj} . Тогда в соответствии с формулой (11.51)

$$\tau_{sj} = -\ln 2/p_j = -0,693/p_j. \quad (11.57)$$

Подставляя соотношения (11.57) в уравнение (10.23), найдем уравнения прямых

$$\chi = 1,445 \tau_{sj} \zeta + 0,693/\tau_{sj} - 2,085 \tau_{sj}^2,$$

построение которых при $\tau_{sj} = \text{const}$ на поле диаграммы Вышнеградского (рис. 11.2, а) может быть выполнено с большой точностью. В области I диаграммы переходные процессы суммируются из трех сходящихся экспонент, которые характеризуются тремя сетками линий равной сходимости при $\tau_{sj} = \text{const}$ ($j = 1, 2, 3$).

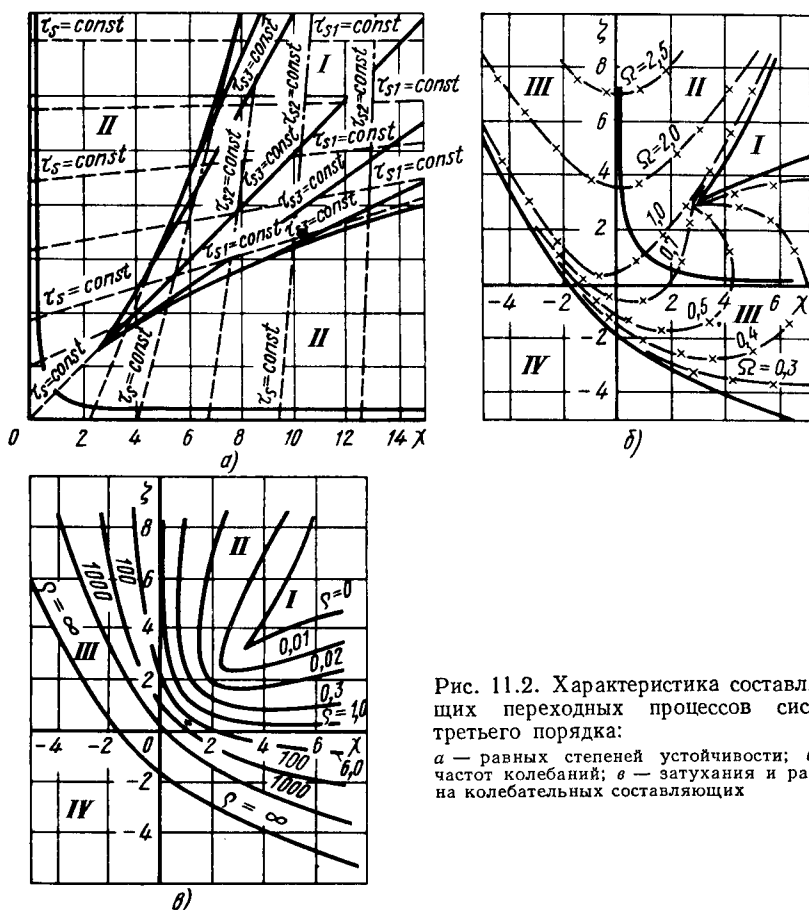


Рис. 11.2. Характеристика составляющих переходных процессов систем третьего порядка:

а — равных степеней устойчивости; б — частот колебаний; в — затухания и разгона колебательных составляющих

Через область II колебательных сходящихся процессов проходят линии равной сходимости при $\tau_s = \text{const}$ только одной апериодически сходящейся составляющей.

Круговая частота колебаний. Одним из параметров, характеризующих колебательные составляющие общего интеграла (11.56), является Ω — круговая частота колебаний.

Как известно, корни характеристического уравнения (10.23) связаны с коэффициентами χ и ζ этого уравнения соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \chi &= -(p_1 + p_2 + p_3) = -(p_1 + 2\alpha); \\ \zeta &= p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3 = \alpha^2 + \Omega^2 + 2\alpha p_1; \\ 1 &= -p_1 p_2 p_3 = -p_1 (\alpha^2 + \Omega^2). \end{aligned} \right\} \quad (11.58)$$

Для построения характеристик $\Omega = \text{const}$ (кривых равных частот) целесообразно воспользоваться последним соотноше-

нием (11.58), откуда $\alpha = \pm \sqrt{-1/p_1 - \Omega^2}$. Подстановка полученного выражения в первое соотношение (11.58) с учетом выражения (11.57) дает

$$\chi = 0,693/\tau_s \pm 2 \sqrt{\tau_s/0,693 - \Omega^2}.$$

Выбрав одну из прямых τ_s на диаграмме (см. рис. 11.2, а), а также задавшись значением Ω , можно по указанной формуле определить абсциссы точек на прямой τ_s , через которые проходит выбранная характеристика $\Omega = \text{const}$. Построенные таким способом характеристики частот колебаний представлены на рис. 11.2, б.

Значение круговой частоты колебаний Ω дает возможность определить безразмерный период колебаний:

$$\tau_j = 2\pi/\Omega. \quad (11.59)$$

Степень затухания амплитуды колебаний. В качестве характеристики скорости затухания амплитуды выбирается выражение (11.54) при замене t_j на τ_j . С учетом формулы (11.59) $\rho = e^{2\pi(\alpha/\Omega)}$ или после логарифмирования $\alpha = \Omega \ln \rho / 2\pi$.

Полученное выражение можно связать с первой из формул (11.58); тогда

$$\chi = -p_1 - \Omega \ln \rho / \pi. \quad (11.60)$$

Если использовать соотношение $\Omega = \sqrt{-1/p_1 - (\chi + p_1)^2/4}$, получаемое из совместного рассмотрения первой и последней формул (11.58), то подстановка Ω в формулу (11.60) с учетом выражения (11.57) дает

$$\chi = \frac{0,693}{\tau_s} - \frac{2 \ln \rho}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln \rho)^2}} \sqrt{\frac{\tau_s}{0,693}}.$$

Полученная формула использована для построения на поле диаграммы кривых $\rho = f(\chi; \zeta)$, показанных на рис. 11.2, в.

В области II колебательных сходящихся процессов нанесены кривые равного затухания при $\rho = \text{const}$. На границе сходящихся аperiodических и колебательных процессов $\rho = 0$, а на границе сходящихся и расходящихся процессов $\rho = 1$, что свидетельствует о постоянстве амплитуды колебаний.

В тех случаях, когда при большом периоде колебаний проявляется резкое затухание амплитуд ($\rho \ll 1$), следует использовать соотношение (11.55) при замене t_j на τ_j . Для облегчения определения $\rho_{c/d}$ полученное соотношение представлено на рис. 11.3, а.

Экстремальное отклонение колебательных составляющих. У затухающих колебательных составляющих переходного процесса (см. рис. 10.1, е, ж) экстремальные отклонения не совпадают с точками касания с экспонентой, поэтому для повышения точности построения этих составляющих необходимо определить координаты экстремумов и, в частности, их ординаты. Это можно выполнить, если известны ординаты Φ_{kj} точек касания составля-

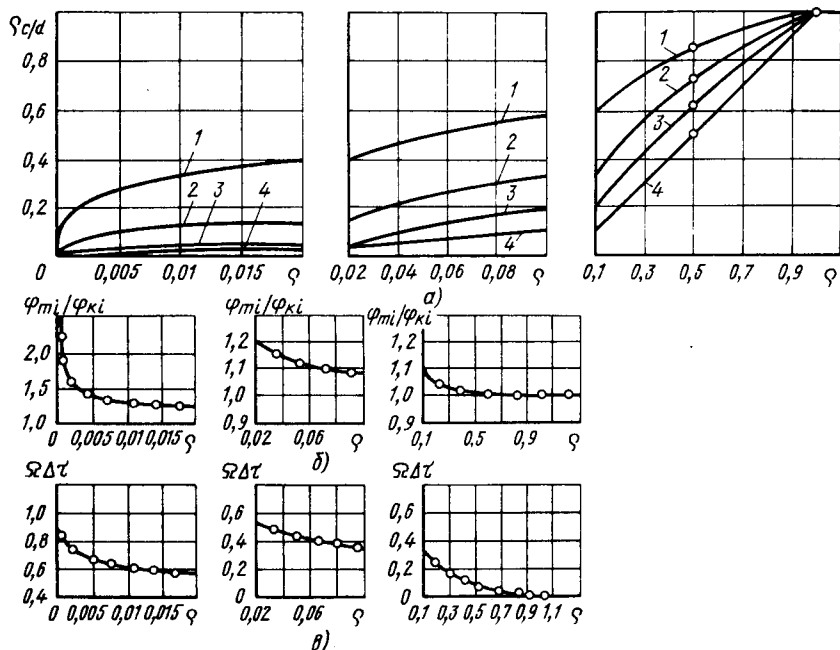


Рис. 11.3. Характеристики колебательных составляющих переходных процессов систем третьего порядка:

а — отношение промежуточной ординаты огибающей экспоненты к ординате в начале периода; б — максимального значения ординаты; в — смещения во времени максимального отклонения от точки касания с экспонентой; 1 — при $c/d = 1/4$ (четверть периода колебаний составляющей); 2 — при $c/d = 1/2$ (полпериода); 3 — при $c/d = 3/4$ (три четверти периода); 4 — при $c/d = 1$ (период)

ющих с огибающими экспонентами и период колебаний τ_j . Для определения ординат экстремумов φ_{mj} и точек касания φ_{kj} необходимо знать моменты времени τ_{mj} и τ_{kj} , при которых ординаты составляющих соответственно достигают экстремума и соприкасаются с огибающей экспонентой.

Из условия равенства нулю первой производной колебательной составляющей $C_3 e^{\alpha \tau_{mj}} (\Omega \cos \Omega \tau_{mj} + \alpha \sin \Omega \tau_{mj}) = 0$ определяется

$$\tau_{mj} = [-\arctg(\Omega/\alpha) + \pi k]/\Omega, \quad (11.61)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$

Момент времени τ_{kj} , соответствующий касанию синусоиды с экспонентой, всегда может быть найден из условия

$$\tau_{kj} = \pi(2k + 1)/(2\Omega). \quad (11.62)$$

Для определения φ_{mj} и φ_{kj} выражения τ_{mj} и τ_{kj} следует подставить, например, в формулу одной из составляющих интеграла

(11.56), тогда отношение полученных выражений можно представить в виде

$$\left| \frac{\varphi_{mj}}{\varphi_{hj}} \right| = \frac{2\pi}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln \rho)^2}} e^{(\ln \rho / 2\pi) \operatorname{arctg} (\ln \rho / 2\pi)}. \quad (11.63)$$

Для облегчения определения отношения (11.63) на графике, показанном на рис. 11.3, б, представлена зависимость $(\varphi_{mj}/\varphi_{hj}) = f(\rho)$.

Смещение по времени экстремальных отклонений колебательных составляющих от точек касания. При каждом размахе составляющих интервал времени $\Delta\tau$ (см. рис. 10.1, е, ж) между моментами максимального отклонения τ_{mj} и точкой касания τ_{hj} может быть найден в виде разности $\Delta\tau = \tau_{hj} - \tau_{mj}$. После подстановки соотношений (11.61) и (11.62) разность получает вид

$$\Delta\tau = -\operatorname{arctg} (\ln \rho / 2\pi) / \Omega. \quad (11.64)$$

На графике (рис. 11.3, в) представлена зависимость $\Omega \Delta\tau = f(\rho)$, облегчающая процесс определения $\Delta\tau$ при известных значениях ρ и Ω .

§ 11.8. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ САР ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА С ПОМОЩЬЮ ДИАГРАММЫ ПАРАМЕТРОВ СОСТАВЛЯЮЩИХ

Совмещение характеристик параметров составляющих переходного процесса в САР третьего порядка (см. рис. 11.2) на поле диаграммы Вышнеградского (см. рис. 10.3) дает результирующую диаграмму параметров составляющих в системах третьего порядка, представленную на рис. 11.4. Эта диаграмма в совокупности с рис. 11.3 по известным числовым значениям критериев подобия χ и ζ дает качественную и количественную характеристику каждой составляющей исследуемого процесса в отдельности.

Однако для построения результирующего переходного процесса (11.50) необходимо определить константы интегрирования C_j , где $j = 1, 2, 3$. Сопоставление уравнений (9.8) и (9.16) показывает, что формула (11.46) применительно к уравнению (9.16) получит вид

$$C_j = -\xi_j^\varphi Q_0 \alpha_{d0} + \xi_j^\nu v_0 + \xi_j^\omega \omega_0. \quad (11.65)$$

В соответствии с формулами (11.34)—(11.36) начальные условия при единичном ступенчатом возмущении ($\alpha_d = 1 = \text{const}$ при $t > 0$)

$$\varphi_0 = 0; \quad v_0 = -Q_2 \alpha_{d0}; \quad \omega_0 = (Q_2 \chi - Q_1) \alpha_{d0}. \quad (11.66)$$

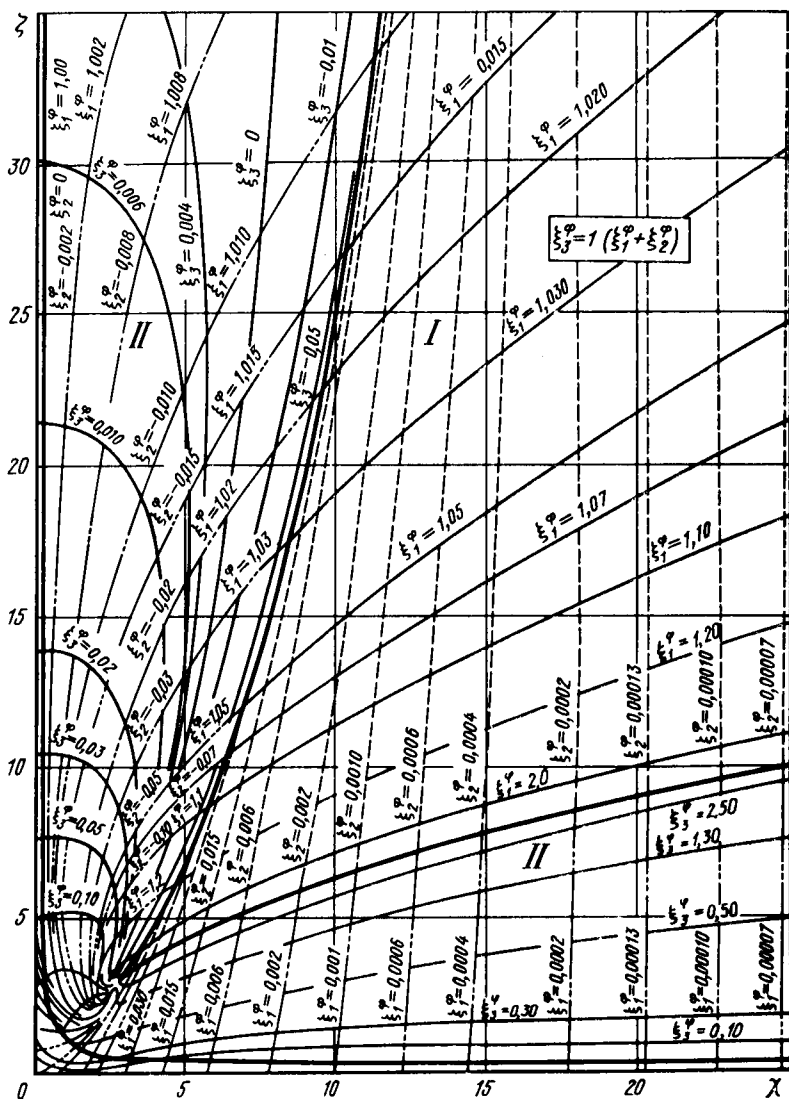


Рис. 11.5. Диаграмма относительных констант по отклонению

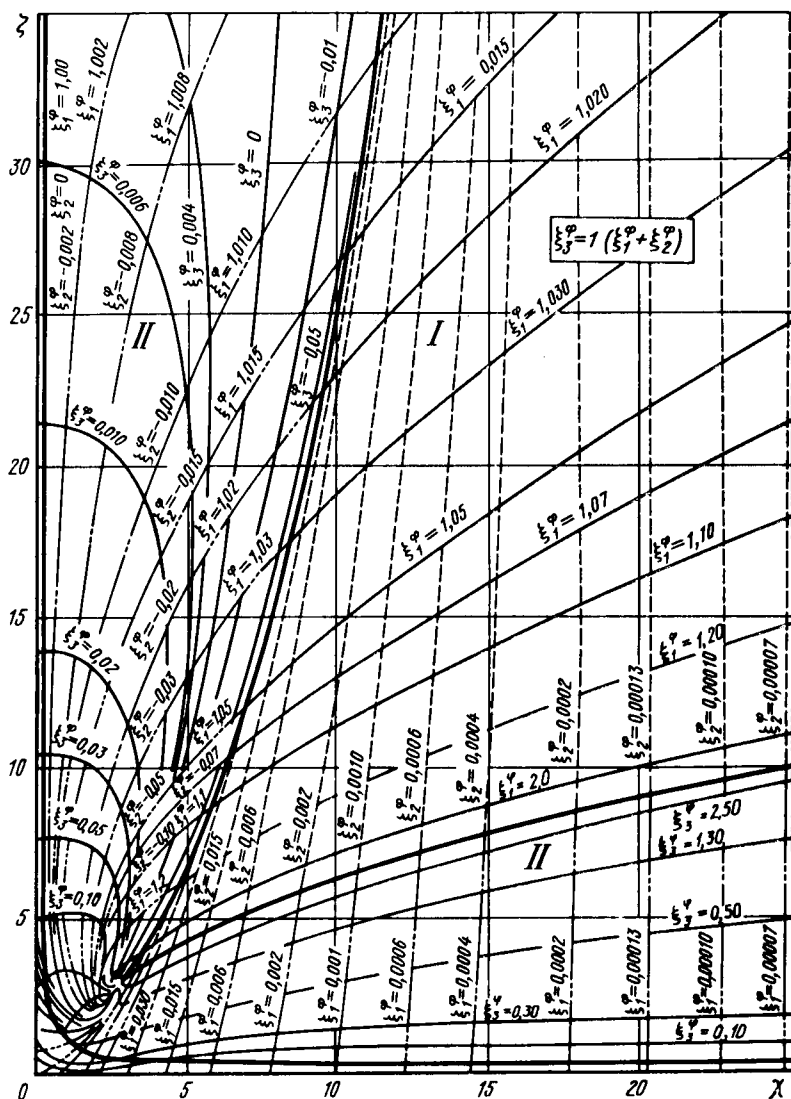


Рис. 11.5. Диаграмма относительных констант по отклонению

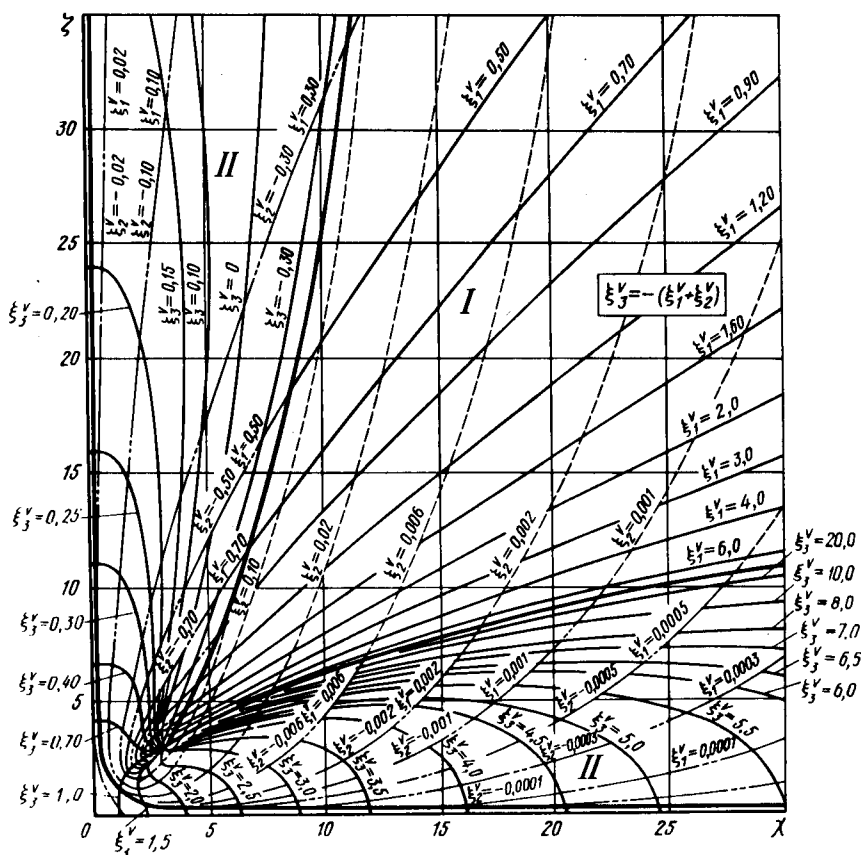


Рис. 11.6. Диаграмма относительных констант по скорости

Корни характеристического уравнения (10.23) связаны с коэффициентами χ и ξ соотношениями (11.58), дающими возможность с учетом выражения (11.47) и (11.57) найти зависимости:

$$\xi_j^{\varphi} = f_{\varphi}(\chi; \xi); \quad (11.67)$$

$$\xi_j^v = f_v(\chi; \xi); \quad (11.68)$$

$$\xi_j^{\omega} = f_{\omega}(\chi; \xi), \quad (11.69)$$

с помощью которых на поле диаграммы Вышнеградского (рис. 11.5—11.7) наносятся соответствующие характеристики.

Такие диаграммы дают возможность по расположению изображающей точки (с координатами χ и ξ) без дополнительных расчетов найти искомые величины ξ_j^{φ} , ξ_j^v и ξ_j^{ω} . Для области I

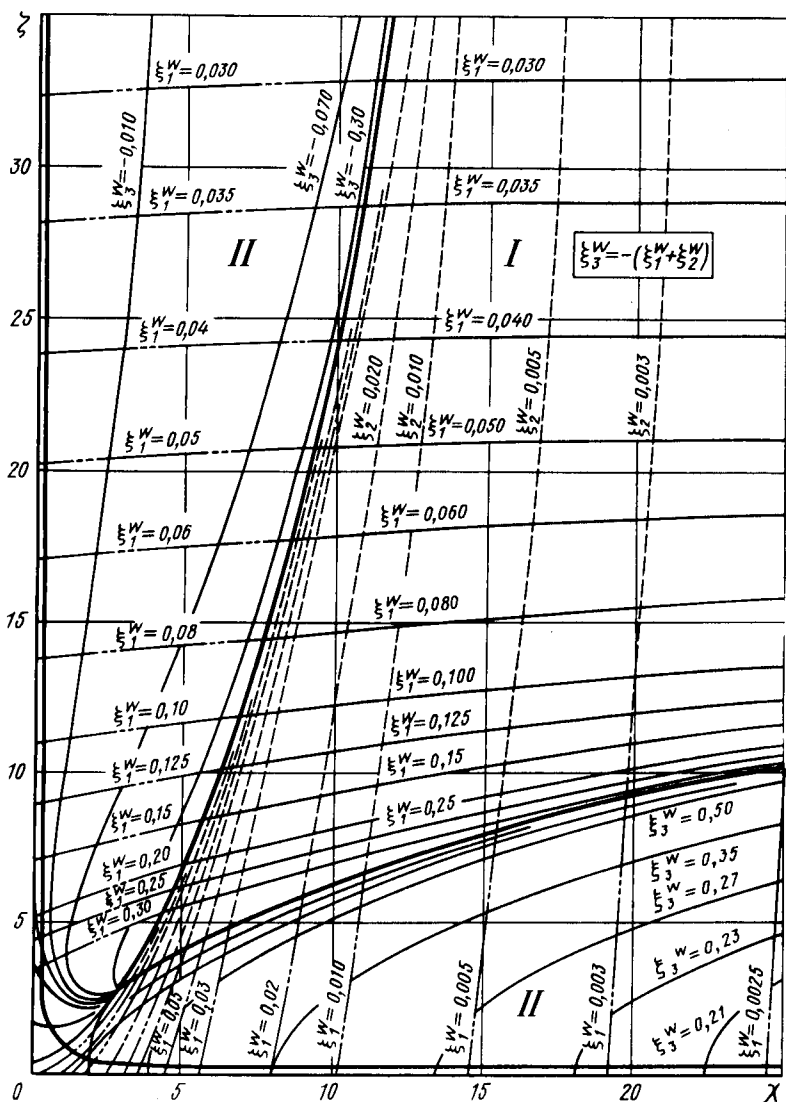


Рис. 11.7. Диаграмма относительных констант по ускорению

апериодических переходных процессов при $\tau = 0$ выполняются условия

$$\xi_1^{\text{v}} + \xi_2^{\text{v}} + \xi_3^{\text{v}} = 1; \quad \xi_1^{\text{v}} + \xi_2^{\text{v}} + \xi_3^{\text{v}} = 0; \quad \xi_1^{\text{w}} + \xi_2^{\text{w}} + \xi_3^{\text{w}} = 0. \quad (11.70)$$

Поэтому на диаграммах (см. рис. 11.5—11.7) в области *I* нанесены характеристики только первой и второй относительных констант, так как третью относительную константу всегда можно определить из условий (11.70). В областях *II* колебательных переходных процессов между относительными константами выдерживаются соотношения

$$\xi_1^{\text{v}} + \xi_2^{\text{v}} = 1; \quad \xi_1^{\text{v}} + \xi_2^{\text{v}} = 0; \quad \xi_1^{\text{w}} + \xi_2^{\text{w}} = 0, \quad (11.71)$$

т. е. характеристики первой и второй относительных констант совпадают. В соответствии с условиями (11.71) на эти характеристики нанесены два числовых значения. На границе апериодических и колебательных процессов *BAC* (см. рис. 10.3) имеет место кратность корней характеристического уравнения (10.23), причем на границе *AB* $p_2 = p_3$, на границе *AC* $p_1 = p_3$, а в точке *A* с координатами (3; 3) $p_1 = p_2 = p_3$.

В соответствии с этим общий интеграл, описывающий переходные процессы системы регулирования на границе *AB*, должен быть записан в виде

$$\varphi = C_1 e^{p_1 \tau} + (C_2 + \tau C_3) e^{p_2 \tau} - Q_0 \alpha_{\text{до}}; \quad (11.72)$$

на границе *AC*

$$\varphi = C_2 e^{p_2 \tau} + (C_1 + \tau C_3) e^{p_1 \tau} - Q_0 \alpha_{\text{до}} \quad (11.73)$$

и в точке *A*

$$\varphi = (C_1 + \tau C_2 + \tau^2 C_3) e^{p_1 \tau} - Q_0 \alpha_{\text{до}}. \quad (11.74)$$

Полученными таким образом диаграммами (см. рис. 11.4—11.7) можно воспользоваться для построения переходных процессов САР третьего порядка.

Пусть известны числовые значения параметров двигателя T_d и k_d и автоматического регулятора T_p^2 , T_k и δ_z , тогда по формулам (9.21) подсчитываются числовые значения χ и ζ . Если изображающая точка (χ ; ζ) располагается в области *I* диаграммы на рис. 11.4, то переходные процессы в системе являются суммой апериодических составляющих со степенями сходимости τ_{s1} , τ_{s2} и τ_{s3} . По диаграммам на рис. 11.5—11.7 определяются значения коэффициентов ξ_j^{v} ; ξ_j^{w} и по формуле (11.65) при найденных начальных условиях (11.66) подсчитываются константы интегрирования C_1 , C_2 и C_3 . Их значения дают возможность построить составляющие переходных процессов (см. рис. 10.1, б), а затем путем суммирования и сам переходный процесс $\varphi = f(t)$.

При исследовании работы САР может возникнуть необходимость построения переходного процесса в размерных координатах $\omega = f(t)$. Для построения такого переходного процесса следует в соответствии с соотношениями (9.13) и (9.15) перейти к размерному времени t , измеренному, например, в секундах. Для определения размерного отклонения $\Delta\omega$ необходимо знать значение регулируемого параметра ω_0 на равновесном режиме, к которому стремится переходный процесс.

Если это значение известно (задано), то размерное отклонение $\Delta\omega = \varphi\omega_0$ и тогда $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$. Если характеристическая точка с координатами χ и ξ попадает в область II (см. рис. 11.4), переходные процессы $\varphi = f(\tau)$ являются колебательными сходящимися. После выбора начальных условий переходных процессов φ_0 ; v_0 ; ω_0 и нахождения коэффициентов ξ_j^φ ; ξ_j^v и ξ_j^ω по диаграммам на рис. 11.5—11.7 подсчитываются константы интегрирования C_1 ; C_2 и C_3 . По диаграмме на рис. 11.4 определяются параметры составляющих τ_s ; Ω и ρ , по графикам на рис. 11.3 дополнительно определяются $|\varphi_{mj}/\varphi_{kj}|$; $\Delta\tau$ и $\rho_{c/d}$. Этих данных достаточно для построения как аperiodической (см. рис. 10.1, ∂), так и колебательных (см. рис. 10.1, e , $ж$) составляющих, суммирование которых по времени дает колебательный переходный процесс.

Для определения времени регулирования необходимо оценить допустимое отклонение регулируемого параметра φ_e на равновесном режиме. Переходный процесс можно считать закончившимся при условии, что последующее экстремальное отклонение $\varphi_{mj} \leq \varphi_e$.

Таким образом, описанная выше методика позволяет с помощью графиков, представленных на рис. 11.3, и диаграмм (см. рис. 11.4—11.7) достаточно быстро и точно строить переходные процессы в САР третьего порядка, оценивать их качество и исследовать влияние того или иного параметра двигателя или регулятора на работу системы.

§ 11.9. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ С ПОМОЩЬЮ ОБОБЩЕННЫХ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Для построения переходных процессов более сложных САР можно применять приближенные методы, один из которых основан на использовании обобщенных амплитудно-фазовых частотных характеристик замкнутых САР.

Интегралу (9.88) с учетом выражения (9.89) и первой из формул (9.71) можно придать вид

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} [x_\varphi(\Omega) + iy_\varphi(\Omega)] [\cos \Omega t + i \sin \Omega t] d\Omega.$$

После раскрытия скобок получим

$$\begin{aligned} \varphi = & \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} [x_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t - y_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t] d\Omega + \\ & + \frac{i}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} [x_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t + y_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t] d\Omega. \end{aligned} \quad (11.75)$$

После подстановки $p = i\Omega$ собственный оператор САР будет содержать действительную часть (с членами, имеющими четную степень Ω) и мнимую часть (с членами, имеющими нечетную степень Ω). Поэтому обобщенная вещественная частотная характеристика $x_{\phi}(\Omega)$ замкнутой системы регулирования имеет члены с четной степенью Ω , а обобщенная мнимая частотная характеристика $y_{\phi}(\Omega)$ — члены с нечетной степенью Ω . В связи с этим $x_{\phi}(\Omega) = x_{\phi}(-\Omega)$ и $y_{\phi}(-\Omega) = -y_{\phi}(\Omega)$. Кроме того, известно, что $\sin(-\Omega t) = -\sin \Omega t$ и $\cos(-\Omega t) = \cos \Omega t$. Следовательно, сумма $x_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t + y_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t$ является нечетной, в связи с чем ее интеграл в пределах от $-\infty$ до $+\infty$ даст ноль, а выражение (11.75) получит вид

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} [x_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t - y_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t] d\Omega. \quad (11.76)$$

До возмущения при $t \leq -0$ САР находится в состоянии равновесия ($\varphi = 0$), поэтому при $t \leq -0$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} [x_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t - y_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t] d\Omega = 0,$$

откуда $x_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t = -y_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t$.

С учетом полученного выражения интеграл (11.76) можно представить в форме

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x_{\phi}(\Omega) \cos \Omega t d\Omega \\ \text{или} \\ \varphi &= -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} y_{\phi}(\Omega) \sin \Omega t d\Omega. \end{aligned} \right\} \quad (11.77)$$

Интегралы (11.77) свидетельствуют о том, что переходный процесс $\varphi = f(t)$, возникающий в САР вследствие возмущения при $t = +0$, в течение всего переходного процесса ($t > 0$) полностью определяется вещественной или мнимой обобщенными частотными характеристиками замкнутой САР.

Элементарная составляющая единичного ступенчатого возмущения в соответствии с формулой (9.78) имеет вид

$$d\alpha_{д(1)} = [1/(2\pi i)](e^{i\Omega t}/\Omega) d\Omega, \quad (11.78)$$

поэтому элементарная составляющая переходного процесса (9.85), выраженная через амплитудно-фазовую частотную характеристику замкнутой САР, может быть определена соотношением $d\varphi_{(1)} = W(i\Omega) d\alpha_{д(1)}$ или с учетом выражения (11.78) — соотношением

$$d\varphi_{(1)} = W(i\Omega) [e^{i\Omega t}/(2\pi i\Omega)] d\Omega. \quad (11.79)$$

Для нахождения результирующего переходного процесса выражение (11.79) следует проинтегрировать, тогда

$$\varphi_{(1)} = \frac{1}{2\pi i} \int_{-\infty}^{+\infty} W(i\Omega) \frac{e^{i\Omega t}}{\Omega} d\Omega$$

или с учетом формулы (9.61)

$$\varphi_{(1)} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \left[\frac{y_w(\Omega)}{\Omega} - i \frac{x_w(\Omega)}{\Omega} \right] e^{i\Omega t} d\Omega.$$

Если сравнить полученное выражение с выражениями (9.88) и (9.89), то

$$\left. \begin{aligned} x_{\Phi}(\Omega) &= y_w(\Omega)/\Omega; \\ y_{\Phi}(\Omega) &= -x_w(\Omega)/\Omega. \end{aligned} \right\} \quad (11.80)$$

В связи с этим интегралы (11.77) примут вид

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{y_w(\Omega)}{\Omega} \cos \Omega t d\Omega \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x_w(\Omega)}{\Omega} \sin \Omega t d\Omega.$$

Интегральные функции являются четными (при смене алгебраического знака Ω их алгебраический знак не меняется), поэтому результат подсчета не изменится, если вместо пределов интегрирования от $-\infty$ до $+\infty$ использовать пределы от 0 до $+\infty$ и значение интеграла удвоить, т. е.

$$\varphi = \frac{2}{\pi} \int_0^{+\infty} \frac{y_w(\Omega)}{\Omega} \cos \Omega t d\Omega \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{2}{\pi} \int_0^{+\infty} \frac{x_w(\Omega)}{\Omega} \sin \Omega t d\Omega. \quad (11.81)$$

Таким образом, для построения переходного процесса САР можно воспользоваться вещественной или мнимой частотными характеристиками замкнутой САР. Существует несколько методов решения этой задачи. Одним из таких методов является метод

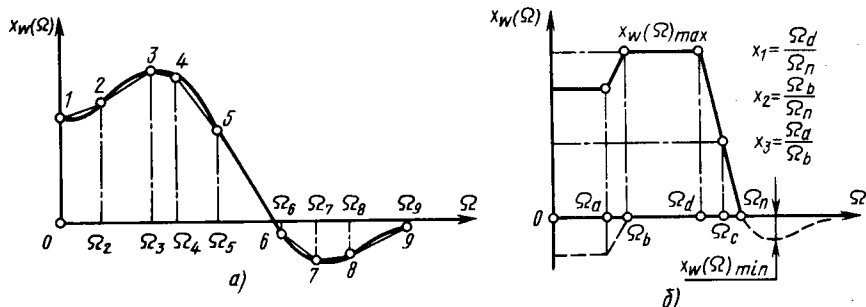


Рис. 11.8. Вещественная частотная характеристика замкнутой САР:
 а — замена действительной частотной характеристики прямолинейными отрезками;
 б — приближенная частотная характеристика, образованная прямолинейными отрезками

замены действительной вещественной частотной характеристики $x_w(\Omega) = f(\Omega)$ участками прямых (рис. 11.8), например 1—2, 2—3, 3—4, 5—6 и т. д. с различными наклонами. В этом случае интеграл (11.81) определяют по участкам. Например, на участке 2—3 текущее значение $x_w(\Omega)$ находят из уравнения прямой линии

$$x_w(\Omega) = x_w(\Omega_2) + [x_w(\Omega_3) - x_w(\Omega_2)](\Omega - \Omega_2)/(\Omega_3 - \Omega_2),$$

тогда интеграл (11.81) приводится к виду

$$\begin{aligned} \Phi_{2-3} &= \frac{2}{\pi} \int_{\Omega_2}^{\Omega_3} \left[x_w(\Omega_2) + \frac{x_w(\Omega_3) - x_w(\Omega_2)}{\Omega_3 - \Omega_2} (\Omega - \Omega_2) \right] \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega = \\ &= \frac{2}{\pi} \int_{\Omega_2}^{\Omega_3} \left[\frac{x_w(\Omega_2) \Omega_3 - x_w(\Omega_3) \Omega_2}{\Omega_3 - \Omega_2} + \frac{x_w(\Omega_3) - x_w(\Omega_2)}{\Omega_3 - \Omega_2} \Omega \right] \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega. \end{aligned}$$

Таким образом, искомый интеграл распадается на два интеграла:

$$\begin{aligned} \Phi_{2-3} &= \frac{2}{\pi} \frac{x_w(\Omega_2) \Omega_3 - x_w(\Omega_3) \Omega_2}{\Omega_3 - \Omega_2} \int_{\Omega_2}^{\Omega_3} \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega + \\ &+ \frac{2}{\pi} \frac{x_w(\Omega_3) - x_w(\Omega_2)}{\Omega_3 - \Omega_2} \int_{\Omega_2}^{\Omega_3} \sin \Omega t d\Omega. \end{aligned}$$

После интегрирования

$$\begin{aligned} \Phi_{2-3} &= \frac{2}{\pi} \frac{x_w(\Omega_2) \Omega_3 - x_w(\Omega_3) \Omega_2}{\Omega_3 - \Omega_2} [\text{Si}(\Omega_3 t) - \text{Si}(\Omega_2 t)] - \\ &- \frac{2}{\pi} \frac{x_w(\Omega_3) - x_w(\Omega_2)}{\Omega_3 - \Omega_2} \frac{\cos \Omega_3 t - \cos \Omega_2 t}{t}. \end{aligned}$$

Так как t должно быть задано, второе слагаемое полученного выражения определяют обычным образом. В первом слагаемом в результате интегрирования появилась разность интегральных синусов

$$\text{Si}(\Omega_3 t) = \int_0^{\Omega_3} \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega$$

и

$$\text{Si}(\Omega_2 t) = \int_0^{\Omega_2} \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega,$$

$\text{Si} \Omega t$

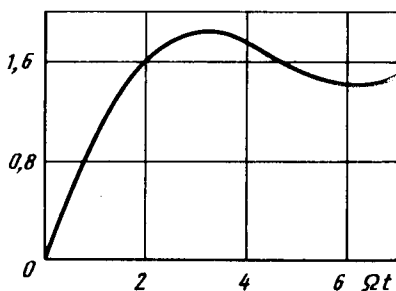


Рис. 11.9. Характеристика интегрального синуса

значения которых можно найти по графику (рис. 11.9).

Аналогично можно определить интегралы Φ_{1-2} ; Φ_{3-4} ; Φ_{4-5} ; ... и для других прямолинейных участков (см. рис. 11.8); тогда для выбранного значения времени t имеем $\varphi = \Phi_{1-2} + \Phi_{2-3} + \dots + \Phi_{3-4} + \Phi_{4-5} + \dots$

Число участков должно быть выбрано таким, чтобы значение $x_w(\Omega)$ на последнем участке было достаточно малым и на последующих участках не превышало этого малого значения.

Изложенный метод расчета и построения переходного процесса с помощью вещественной (или мнимой) частотной характеристики можно существенно облегчить путем введения типовых

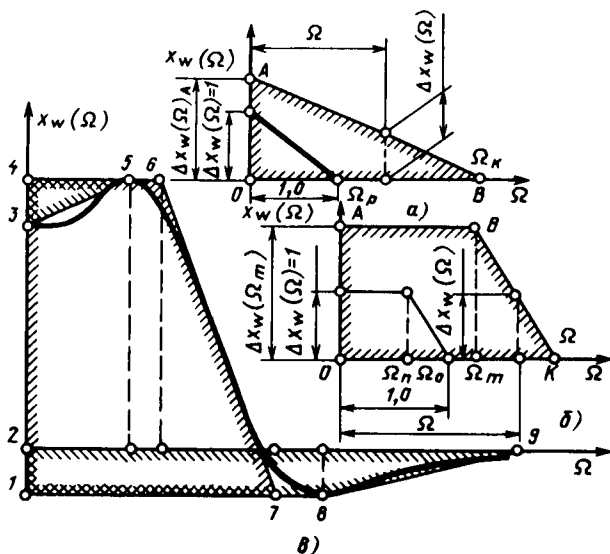


Рис. 11.10. Типовые частотные характеристики:

a — типовая треугольная; b — типовая трапецидальная;

g — замена вещественной частотной характеристики замкнутой САР типовыми

трапецидальных частотных характеристик. При замене действительной вещественной частотной характеристики прямолинейными отрезками всю площадь, заключенную между осями координат и частотной характеристикой, разбивают на ряд трапеций (см. рис. 11.8, *в*). В частном случае трапеция может принять вид треугольника. Так, вещественная частотная характеристика, показанная на рис. 11.10, *а*, может быть представлена в виде треугольника 3—5—4 и двух трапеций (4—6—7—1 и 2—9—8—1), причем ординаты треугольника, дающего избыточную площадь частотной характеристики, должны быть взяты с отрицательным знаком.

Пусть, например, один из участков вещественной частотной характеристики заменен отрезком прямой AB (рис. 11.10, *а*), образовавшим треугольник OAB . В этом случае текущая высота треугольника, соответствующая частоте Ω , определяется соотношением

$$\Delta x_w(\Omega) = \Delta x_w(\Omega_A)(1 - \Omega/\Omega_k).$$

Подставляя это выражение в одну из формул (11.81), получим

$$\begin{aligned} \varphi_k = \frac{2}{\pi} \int_0^{\Omega_k} \frac{\Delta x_w(\Omega)}{\Omega} \sin \Omega t d\Omega &= \frac{2}{\pi} \Delta x_w(\Omega_A) \int_0^{\Omega_k} \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega - \\ &- \frac{2}{\pi \Omega_k} \Delta x_w(\Omega_A) \int_0^{\Omega_k} \sin \Omega t d\Omega \end{aligned}$$

или после интегрирования

$$\varphi_k = \frac{2}{\pi} \Delta x_w(\Omega_A) \left[\text{Si}(\Omega_k t) - \frac{1}{\Omega_k t} (1 - \cos \Omega_k t) \right].$$

Если в полученное выражение ввести новую переменную

$$\tau = \Omega_k t, \quad (11.82)$$

то

$$\varphi_k = (2/\pi) \Delta x_w(\Omega_A) [\text{Si} \tau - (1 - \cos \tau)/\tau].$$

После введения обозначения $h_\tau = (2/\pi) [\text{Si} \tau - (1 - \cos \tau)/\tau]$ формула получит вид

$$\varphi_k = \Delta x_w(\Omega_A) h_\tau. \quad (11.83)$$

Выражение h_τ определяется только значениями τ , что позволило составить таблицы $h_\tau = f(\tau)$ [7], облегчающие расчет φ для треугольного участка частотной характеристики.

Аналогичным способом можно подсчитать интеграл применительно к трапеции (рис. 11.10, *б*). Действительно, трапецию $ABKO$ можно разделить на прямоугольник высотой $\Delta x_w(\Omega_m)$

и треугольник. Поэтому интеграл (11.81) определяют в виде суммы двух интегралов:

$$\varphi_k = \frac{2}{\pi} \int_0^{\Omega_m} \frac{\Delta x_w(\Omega_m)}{\Omega} \sin \Omega t d\Omega + \frac{2}{\pi} \int_{\Omega_m}^{\Omega_k} \frac{\Delta x_w(\Omega)}{\Omega} \sin \Omega t d\Omega.$$

По рис. 11.10, б видно, что $\Delta x_w(\Omega) = \Delta x_w(\Omega_m) \frac{\Omega_k - \Omega}{\Omega_k - \Omega_m}$,

поэтому

$$\begin{aligned} \varphi_k = \frac{2}{\pi} \Delta x_w(\Omega_m) \text{Si}(\Omega_m t) + \frac{2}{\pi} \frac{\Omega_k \Delta x_w(\Omega_m)}{\Omega_k - \Omega_m} \int_{\Omega_m}^{\Omega_k} \frac{\sin \Omega t}{\Omega} d\Omega - \\ - \frac{2}{\pi} \frac{\Delta x_w(\Omega_m)}{\Omega_k - \Omega_m} \int_{\Omega_m}^{\Omega_k} \sin \Omega t d\Omega. \end{aligned}$$

После введения коэффициента наклона стороны трапеции $v = \Omega_m/\Omega_k$ и интегрирования

$$\varphi_k = \frac{2}{\pi} \frac{\Delta x_w(\Omega_m)}{1-v} \left[\text{Si} \Omega_k t - v \text{Si} v \Omega_k t + \frac{\cos \Omega_k t - \cos v \Omega_k t}{\Omega_k t} \right].$$

Введением безразмерного времени (11.82) получим

$$\varphi_k(t) = \frac{2}{\pi} \frac{\Delta x_w(\Omega_m)}{1-v} \left[\text{Si} \tau - v \text{Si} v \tau + \frac{\cos \tau - \cos v \tau}{\tau} \right].$$

Пусть

$$h_{v\tau} = \frac{2}{\pi(1-v)} \left[\text{Si} \tau - v \text{Si} v \tau + \frac{\cos \tau - \cos v \tau}{\tau} \right]; \quad (11.84)$$

тогда

$$\varphi_k = \Delta x_w(\Omega_m) h_{v\tau}. \quad (11.85)$$

Выражение (11.84) называют *типовой трапецией* (трапецидальной частотной характеристикой). Ее значения в зависимости от безразмерного времени (11.82) и коэффициента наклона v сведены в таблицы, обеспечивающие возможность определять значения $\varphi_k(t)$ в виде произведения (11.85), где $\Delta x_w(\Omega_m)$ — высота трапеции.

Иногда встречается необходимость построения переходных процессов САР, возникающих вследствие возмущающего воздействия произвольной формы. Выполнить эту задачу можно путем использования импульсной переходной функции (см.

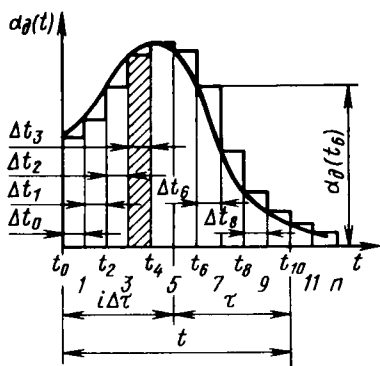


Рис. 11.11. Возмущающее воздействие произвольной формы

рис. 2.10, з), являющейся переходным процессом этой системы после единичного импульсного возмущения (см. рис. 2.10, в; 9.11, в). Если возмущающее воздействие $\alpha_d(t)$ определенным образом зависит от времени (рис. 11.11), то эту зависимость можно представить последовательной совокупностью импульсных возмущающих воздействий длительностью Δt каждое и воспользоваться одним из свойств дельта-функции [см. формулу (11.20)], в соответствии с которым интеграл от произведения $\alpha_d(t)$ на дельта-функцию $\delta(t - t_0)$

всегда дает значения этой функции при $t = t_0$, т. е.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \alpha_d(t) \delta(t - t_0) dt = \alpha_d(t_0).$$

Действительно, дельта-функция равна нулю при всех t , кроме t_0 , и дает единицу при $t = t_0$. Пределы интегрирования можно сузить до бесконечно малых отклонений $\pm \Delta$ от t_0 , и результат не изменится. В этом случае

$$\int_{t_0 - \Delta}^{t_0 + \Delta} \alpha_d(t) \delta(t - t_0) dt = \alpha_d(t_0) \int_{t_0 - \Delta}^{t_0 + \Delta} \delta(t - t_0) dt = \alpha_d(t_0),$$

так как $\int_{t_0 - \Delta}^{t_0 + \Delta} \delta(t - t_0) dt = 1$.

Площадь каждого импульса длительностью Δt можно представить в виде произведения

$$\alpha_d(i \Delta t) \delta(t - i \Delta t) \Delta t, \quad (11.86)$$

и тогда интеграл функции $\alpha_d(t)$ можно определить в виде суммы

$$\int_0^{\infty} \alpha_d(t) dt = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_d(i \Delta t) \delta(t - i \Delta t) \Delta t.$$

В этом выражении $\delta(t - i \Delta t)$ — дельта-функция при $t = t_i = i \Delta t$; $\delta(t - i \Delta t) \Delta t$ — единичный возмущающий импульс и $\alpha_d(i \Delta t) \delta(t - i \Delta t) \Delta t$ — действительный импульс в момент $t = i \Delta t$; n — число импульсов, на которые разбит интервал времени действия возмущения $\alpha_d(t)$ (см. рис. 11.11).

В соответствии с принципом суперпозиции, справедливым для линейных дифференциальных уравнений, переходный процесс

$\varphi(t)$, вызываемый сложным возмущением $\alpha_d(t)$, можно рассматривать в виде совокупности переходных процессов, вызываемых каждым импульсом в соответствующие моменты времени t_i . Так, если единичный импульс $\delta(t - i \Delta t) \Delta t$, воспринимаемый системой в момент $t_i = i \Delta t$, порождает переходный процесс (11.48), т. е. импульсную переходную функцию $\varphi_n(t - i \Delta t)$, то импульс (11.85) вызывает переходный процесс с ординатами в $\alpha_d(i \Delta t)$ раз большими. Таким образом

$$\Delta \varphi(t) = \alpha_d(i \Delta t) \varphi_n(t - i \Delta t) \Delta t.$$

Эти составляющие переходного процесса появляются последовательно со сдвигом времени на Δt , поэтому результирующий переходный процесс, образующийся вследствие сложного возмущения $\alpha_d(t)$, определяется суммой

$$\varphi(t) = \sum_{i=0}^{i=n} \alpha_d(i \Delta t) \varphi_n(t - i \Delta t) \Delta t. \quad (11.87)$$

График на рис. 11.11 показывает, что выражение (11.87) будет точнее соответствовать возмущению $\alpha_d(t)$ по мере уменьшения Δt и соответственного увеличения n . В пределе $\Delta t \rightarrow 0$ и $n \rightarrow \infty$, поэтому

$$\varphi(t) = \int_0^{\infty} \alpha_d(t_i) \varphi_n(t - t_i) dt_i.$$

Если ввести новую переменную $\tau = t - t_i$, то $t_i = t - \tau$; $dt_i = -d\tau$. В соответствии с новой переменной следует изменить и пределы интегрирования. Так, при $t = 0$ новая переменная при условии $n \rightarrow \infty$ получит значение $-\infty$, а верхним пределом явится условие $t = t_i$, т. е. $\tau = 0$.

Следовательно,

$$\varphi(t) = - \int_{-\infty}^0 \alpha_d(t - \tau) \varphi_n(\tau) d\tau$$

или после перемены знака интегрирования

$$\varphi(t) = \int_0^{\infty} \alpha_d(t - \tau) \varphi_n(\tau) d\tau. \quad (11.88)$$

Таким образом, если для исследуемой САР известна импульсная переходная функция $\varphi_n(\tau)$, то переходный процесс $\varphi(t)$, возникающий вследствие действия на систему сложного возмущения $\alpha_d(t - \tau)$, можно определить с помощью интеграла (11.88).

§ 11.10. ПРИМЕНЕНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ САР

Аналоговые и цифровые электронные вычислительные машины удобно использовать для расчета переходных процессов, наиболее полно характеризующих статические и динамические свойства САР.

При составлении для АВМ (МН-7; МН-14 и др.) функциональной схемы САР можно воспользоваться соответствующими функциональными схемами элементов, составляющих исследуемую систему путем включения их в замкнутую цепь воздействий с введением главной отрицательной обратной связи. Такая функциональная схема системы прямого регулирования дизеля без наддува, показанная на рис. 11.12, а, состоит из схем *I* автоматического регулятора (см. рис. 8.2) и *III* — двигателя, соединенных инвертером *б* (схема *II*), моделирующим главную отрицательную обратную связь.

Если же дифференциальное уравнение САР уже составлено и числовые значения его коэффициентов определены, то при моделировании переходных процессов на АВМ необходимо уравнению, например (9.8), придать вид

$$\varphi = -\frac{1}{p^3} \left(\frac{A_0}{A_3} \varphi + \frac{B_0}{A_3} \alpha_d \right) - \frac{1}{p^2} \left(\frac{A_1}{A_3} \varphi + \frac{B_1}{A_3} \alpha_d \right) - \frac{1}{p} \left(\frac{A_2}{A_3} \varphi + \frac{B_2}{A_3} \alpha_d \right), \quad (11.89)$$

затем выбрать масштабы координат $\varphi = m_\varphi u_{\text{ВЫХ}}$; $\alpha_d = m_\alpha u_{\text{ВХ}}$; $t = m_t t_m$ так, чтобы $m_\varphi = \varphi_{\text{МАХ}}/100$; $\alpha_d = \alpha_{d \text{ МАХ}}/100$. Подста-

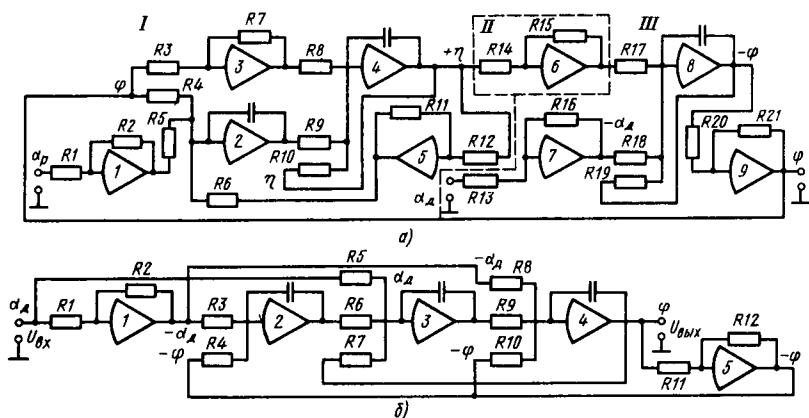


Рис. 11.12. Функциональные схемы моделирования на АВМ переходных процессов САР третьего порядка:

а — по моделям элементов (*I* — автоматического регулятора прямого действия; *II* — главной отрицательной обратной связи; *III* — двигателя); б — по линейному дифференциальному уравнению САР

новка этих соотношений в дифференциальное уравнение (11.89) даст следующую формулу:

$$u_{\text{ВЫХ}} = -(1/p)(k_1 u_{\text{ВХ}} + k_4 u_{\text{ВЫХ}}) - (1/p^2)(k_2 u_{\text{ВХ}} + k_5 u_{\text{ВЫХ}}) - (1/p^3)(k_3 u_{\text{ВХ}} + k_6 u_{\text{ВЫХ}}), \quad (11.90)$$

где коэффициенты передачи $k_1 = B_3 m_\alpha m_i / (A_4 m_\Phi)$; $k_2 = B_2 m_\alpha \times m_i^2 / (A_4 m_\Phi)$; $k_3 = B_1 m_\alpha m_i^3 / (A_4 m_\Phi)$; $k_4 = A_3 m_i / A_4$; $k_5 = A_2 m_i^2 / A_4$; $k_6 = A_1 m_i^3 / A_4$.

Уравнения (11.89) и (11.90) и числовые значения коэффициентов передачи дают возможность составить функциональную схему системы (рис. 11.12, б) и определить соответствующие переходные процессы $\varphi = f(t)$.

Таким образом, применение АВМ при изучении статических и динамических свойств САР создает большие удобства.

Однако, значительно большие возможности в получении более точных результатов обеспечивают цифровые ЭВМ. Как уже отмечалось, при численном интегрировании дифференциальных уравнений целесообразно использовать метод Рунге—Кутты, если математическая модель исследуемой системы представлена совокупностью нормальных дифференциальных уравнений, например (9.31), (9.32) или (9.34). Эта же математическая модель в векторной форме записи [см. уравнение (9.37)] по существу идентична дифференциальному уравнению (2.115), поэтому сказанное в § 2.6 о численном интегрировании уравнения (2.115) методом Рунге—Кутты применимо и для рассматриваемой системы. Схема алгоритма численного интегрирования системы уравнений (9.32) показана на рис. 11.13. В программе расчета (см. прил. 5) H — шаг интегрирования; M — определяет порядок вынесения данных на печать. Предусмотрено, что на печать выносятся каждый десятый результат интегрирования. $T_{\text{КОН}} (t_{\text{кон}}) = 2,5$ — конечное время интегрирования; $A(3, 4), D(3, 4), S(3, 4)$ — накопители массивов на каждом шаге интегрирования.

Интегрируется каждое дифференциальное уравнение, входящее в систему (9.32). Результаты интегрирования представлены графиками $\varphi = f(t)$ и $\eta = f(t)$ на рис. 11.14, иллюстрирующими влияние на качество переходного процесса числовых значений местной степени неравномерности (рис. 11.14, а, б) и времени катаракта (рис. 11.14, в, г). Из графиков видно, что, например, значение $\delta_z = 0,6$ дает наилучший переходный процесс. Увеличение ее до 0,8 приводит к затягиванию переходного процесса, а при $\delta_z = 0,4$ появляется заброс, при $\delta_z = 0,2$ процесс становится колебательным.

При составлении программы расчета переходных процессов САР необходимо учитывать, что в процессе работы системы могут встретиться режимы, при которых рейка топливного насоса выходит на упор (внешняя скоростная характеристика), и тогда регулятор выключается из работы. Так происходит, например,

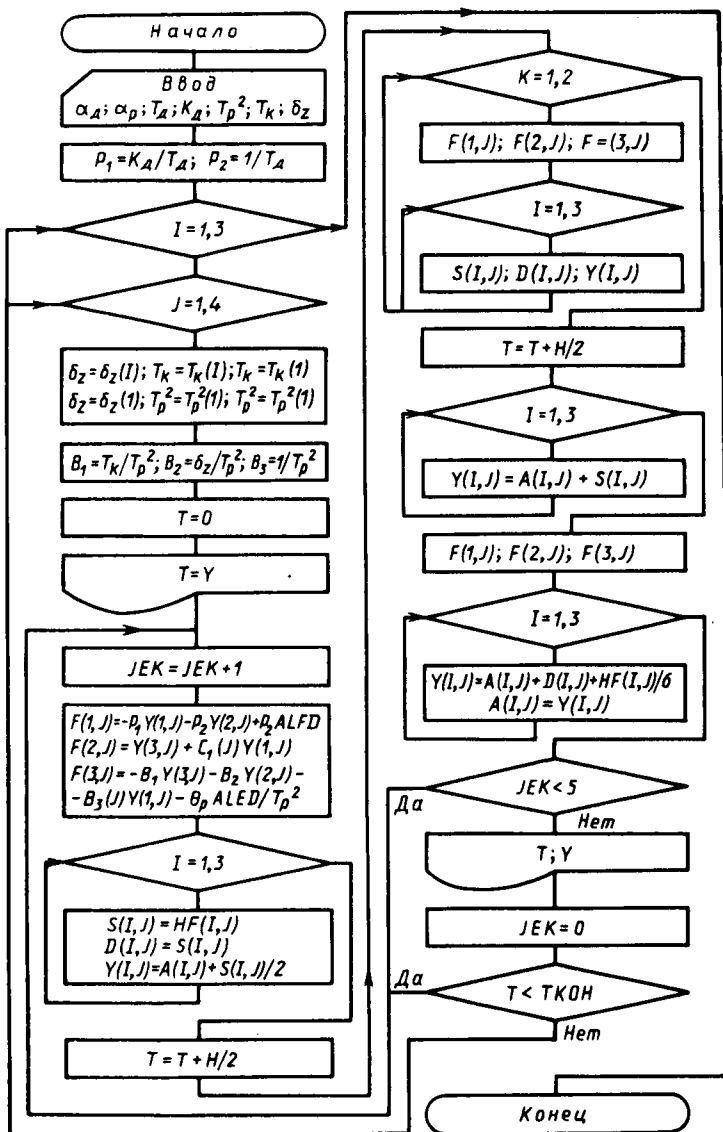


Рис. 11.13. Схема алгоритма расчета переходных процессов САР третьего порядка методом Рунге—Кутты

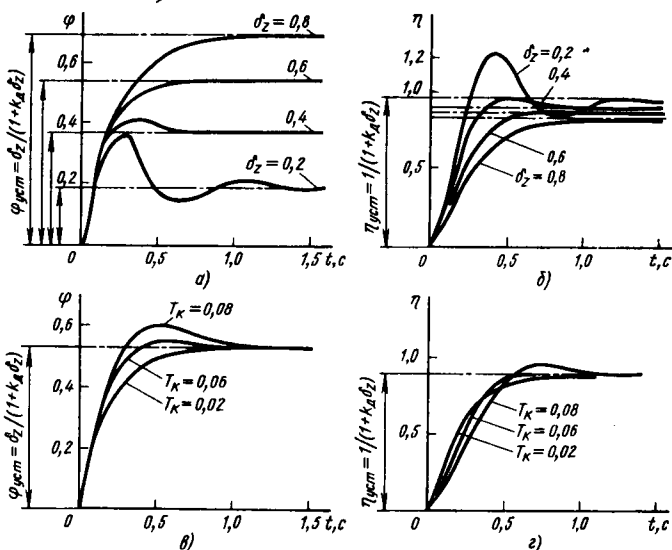


Рис. 11.14. Переходные процессы САР прямого действия при $T_d = 0,4$ с; $k_d = 0,2$; $T_p^2 = 16 \cdot 10^{-5}$ с²; $T_k = 0,04$; $\delta_z = 0,6$; $\alpha_d = -1,0$; $\alpha_p = 0$:

а, б — влияние на переходные процессы значений δ_z ; в, г — влияние на переходные процессы значений T_k

при установке на двигатель всережимного регулятора, если в целях увеличения скоростного режима орган управления при $t = +0$ резко переводится в сторону увеличения предварительной деформации пружины регулятора ($\alpha_p > 0$; $\alpha_d = 0$). Рейка топливного насоса при этом быстро переводится из начального положения O (рис. 11.15, а) в положение A на внешней характеристике. На участке OA процесса двигатель и регулятор работают совместно. При режиме, характеризуемом точкой A , регулятор практически выключается из работы, и угловая скорость ω увеличивается по внешней скоростной характеристике AB под влиянием избыточного значения крутящего момента двигателя ($M - M_c > 0$). В точке B при $\omega = \omega_{\text{ном}}$ ($\varphi = \varphi_n$) регулятор включается в работу и перемещает рейку топливного насоса в сторону выключения подачи топлива. В результате формируется предельная регуляторная характеристика BC . В точке C устанавливается новый равновесный режим ($M - M_c = 0$).

При программировании расчета такого переходного процесса (см. прил. 6) предусматривается, что на участках OA и BC в интегрировании участвуют все уравнения системы регулирования, а на участке AB интегрируются только дифференциальные уравнения двигателя при положении рейки $x_{\text{вн}} = -\eta_{\text{вн}} = \text{const}$, соответствующем внешней скоростной характеристике. На рис. 11.16 приведена схема алгоритма расчета переходных про-

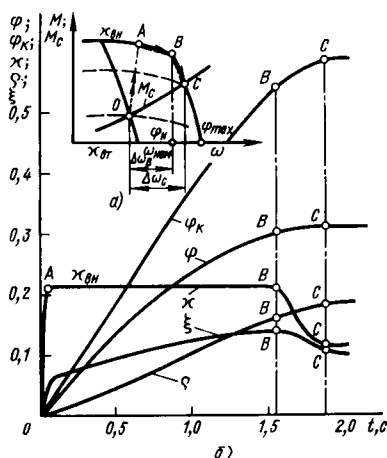


Рис. 11.15. Переходные процессы САР двигателя с выходом рейки топливного насоса на упор внешней характеристики: а — изменение крутящего момента двигателя и угловой скорости в переходном процессе, вызванном сменой скоростного режима; б — переходные процессы

цессов системы регулирования как при смене настройки регулятора (левая часть при $\alpha_p \neq 0$; $\alpha_d = 0$), так и при смене нагрузки (правая часть при $\alpha_p = 0$; $\alpha_d \neq 0$).

Схема предусматривает ввод в память ЭВМ параметров системы коэффициентов дифференциальных уравнений, граничных значений координат $\varphi_{\max}$; φ_n ; $\kappa_{\text{вн}}$; $\kappa_{\text{вт}}$ (см. рис. 11.16), а также параметров счета (H — шаг интегрирования; $T_{\text{КОН}}$ — время окончания интегрирования и M — порядок вывода данных на печать). Затем задают возмущения ($k = 1$ — смена скоростного режима; $k = 2$ — смена нагрузки). Пусть, например, произошла смена скоростного режима ($k = 1$). В этом случае схемой предусматривается проверка $\kappa \geq \kappa_{\text{вн}}$. Если это условие не выполняется («Нет») и выполняется второе условие $\kappa > \kappa_{\text{вт}}$, где $\kappa_{\text{вт}}$ — положение рейки, соответствующее выключению подачи топлива, то этот участок соответствует переходному процессу OA (см. рис. 11.15), на котором интегрируются все уравнения системы ($M1 = 1$). Также все уравнения должны интегрироваться, если проверка $\varphi \geq \varphi_n$ дает «Да», что соответствует участку BC предельной регуляторной характеристики, когда двигатель и регулятор работают совместно.

Если же проверка $\kappa \geq \kappa_{\text{вн}}$ дает «Да», то это соответствует выходу режима на внешнюю скоростную характеристику, в связи с чем при $\kappa = \kappa_{\text{вн}} = -\eta$ осуществляется дополнительная проверка: $\varphi \geq \varphi_n$, где φ_n соответствует номинальному скоростному режиму; если «Нет», что соответствует участку AB внешней скоростной характеристики, то осуществляется интегрирование лишь уравнений двигателя без регулятора ($M1 = 2$).

В схему алгоритма включена также подпрограмма интегрирования системы уравнений (RUKU4) методом Рунге—Кутты и вывод результатов интегрирования на печать (T ; φ ; φ_n ; κ ; ρ ; ξ). Последняя проверка $T \geq T_{\text{КОН}}$ нужна для определения момента окончания интегрирования (при $T \geq T_{\text{КОН}}$) или повторения интегрирования на следующем шаге, если $T < T_{\text{КОН}}$.

Результаты интегрирования показаны на рис. 11.15. Быстрое увеличение цикловой подачи топлива на участке OA приводит к интенсивному увеличению давления отработавших газов ξ (их температуры), в результате чего интенсивно увеличивается

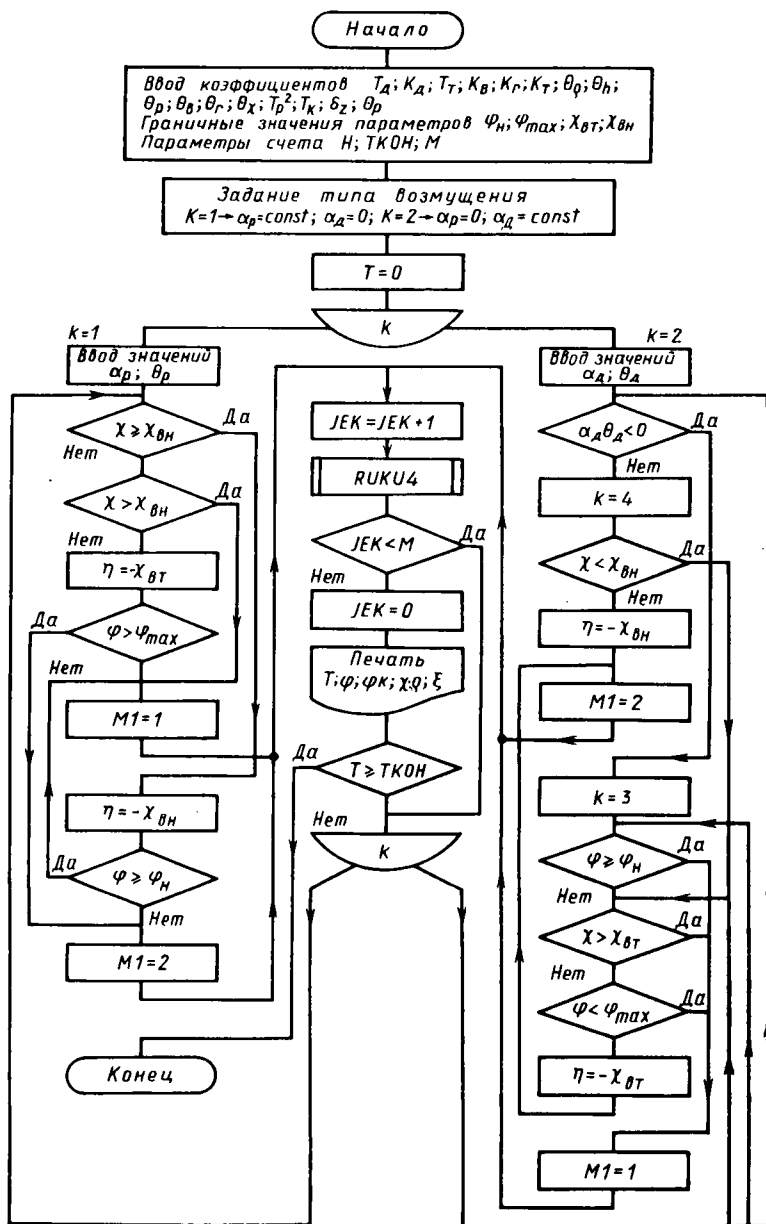


Рис. 11.16. Схема алгоритма расчета переходных процессов САР при различных возмущающих воздействиях

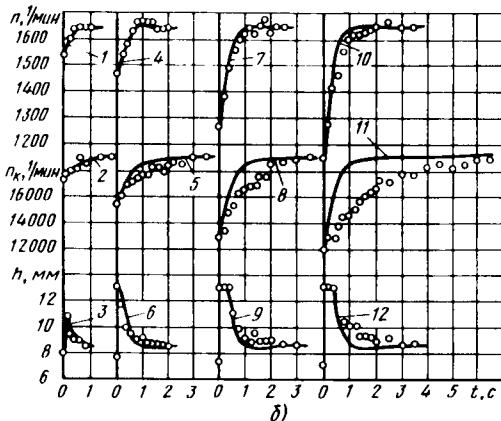
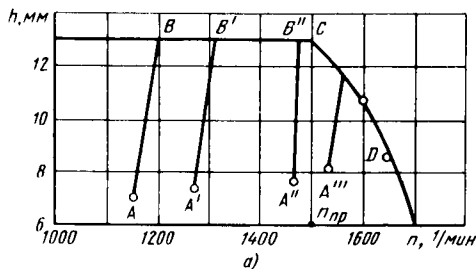


Рис. 11.17. К оценке точности линейной модели САР двигателя:

$a - A, A', A'', A'''$ — начальные режимы системы при $t = 0$; D — конечный режим системы; b — переходные процессы (n — частота вращения коленчатого вала; n_k — частота вращения ротора турбокомпрессора; h — координата рейки топливного насоса высокого давления; 1, 2, 3 — переходные процессы $A''D$; 4, 5, 6 — $A'D$; 7, 8, 9 — $A'D$; 10, 11, 12 — AD)

угловая скорость ротора турбокомпрессора (Φ_k) и коленчатого вала двигателя (Φ). В точке A увеличение цикловой подачи топлива прекращается, в связи с чем интенсивность роста давления отработавших газов снижается, а давление наддува p плавно продолжает расти за счет большей интенсивности роста Φ_k по сравнению с Φ .

В точке B включается регулятор. Цикловая подача топлива снижается по регуляторной характеристике BC , в результате чего уменьшается давление отработавших газов ξ и интенсивность роста Φ_k , Φ и p . Переходный процесс прекращается после установления нового равновесного режима в точке C .

Следует подчеркнуть, что интегрирование системы линейных дифференциальных уравнений вида (9.32) может дать представление о динамических свойствах системы, близкое к действительности лишь при сравнительно небольших отклонениях от первоначального равновесного режима (1, 2, 3 на рис. 11.17, б). По мере увеличения начального отклонения точность расчета уменьшается (7—12 на рис. 11.17, б). Повысить точность расчета можно путем учета нелинейностей статических характеристик элементов системы (см. рис. 2.3; 3.9). В этом случае каждые из дифференциальных уравнений элементов системы можно использовать в самом первоначальном виде. Например, дифференциальное уравнение собственно двигателя с учетом функциональных зависимостей (2.21) и (2.19) можно представить в виде

$$d \Delta \omega / dt = (1/J) [M(h; \omega; p_k) - M_c(\omega; N)].$$

Выходную координату автоматического регулятора z следует связать с положением рейки h так, чтобы учесть главную отри-

цательную обратную связь разностью $z = (h_{вн} - h)/u_{zh}$, где $h_{вн}$ — положение рейки топливного насоса, определяющее внешнюю скоростную характеристику (1 на рис. 2.3); u_{zh} — передаточное отношение от оси муфты к оси рейки. Аналогично следует записать дифференциальные уравнения и других элементов двигателя и регулятора, которые в совокупности дадут систему дифференциальных уравнений вида

$$\left. \begin{aligned} d\Delta\omega/dt &= (1/J)[M(h; \omega; p_K) - M_c(\omega; N)]; \\ d\Delta\omega_K/dt &= (1/J_K)[M_T(\omega_K; p_T; h) - M_K(\omega_K; p_K)]; \\ d\Delta p_K/dt &= (n_K p_K / V_{вK} \rho_K)[G_K(p_K; \omega_K) - G_d(p_K; \omega)]; \\ d\Delta p_T/dt &= (n_T p_T / V_T \rho_T)[G_T(p_K; \omega; h) - G_T(p_T; h)]; \\ d\Delta z/dt &= x; \\ dx/dt &= -\Phi(\omega) x / \mu - E(z; \omega) / \mu + u_p^2 \omega^2 A(z) / \mu; \\ z &= (h_{вн} - h) / u_{zh}. \end{aligned} \right\} \quad (11.91)$$

Чтобы воспользоваться системой уравнений (11.91) для расчета переходных процессов, необходимо предварительно выявить все функциональные зависимости, входящие в уравнения элементов.

Эта задача может быть решена, во-первых, путем их линеаризации, и тогда система (11.91) преобразуется в совокупность линейных дифференциальных уравнений, а во-вторых, учетом нелинейностей функциональных зависимостей элементов. Так как абсолютное большинство таких зависимостей не имеет аналитических выражений, приходится применять их аппроксимирующие модели.

Под аппроксимацией понимается нахождение приближенных аналитических выражений статических характеристик элементов, точные аналитические выражения которых неизвестны. Задача эта достаточно сложная, поэтому для ее решения целесообразно использовать как можно большее количество предварительно полученных экспериментальных данных в виде, например, дискретных значений параметров, соответствующих искомым функциональным зависимостям.

Одним из методов получения аппроксимирующих моделей, дающих приемлемые для практики результаты, является *метод наименьших квадратов*, при котором предварительно составляются аппроксимирующие многочлены, а затем определяются их коэффициенты.

Так, например, если в результате эксперимента получена статическая характеристика вида $y = f(x_1; x_2)$, заданная отдельными точками, то задача заключается в подборе некоторой другой зависимости $y = \Phi(x_1; x_2)$, но такой, чтобы сумма E_s ква-

дратов ошибок $e_j = f_j(x_{1j}; x_{2j}) - \Phi_j(x_{1j}; x_{2j})$, допущенных при замене зависимостей, была бы наименьшей, т. е.

$$E_e = \left(\sum_{j=0}^{j=k} e_j^2 \right)_{\min}. \quad (11.92)$$

Аппроксимирующую характеристику можно представить в виде суммы

$$y = \Phi(x_1; x_2) = \sum_{i=0}^{i=m} a_i \psi_i(x_1; x_2). \quad (11.93)$$

Коэффициенты a_i в этом случае определяются при рассмотрении выражения (11.92) в качестве функции от аргументов. Для отыскания минимума (11.92) надо найти частные производные функции по каждому из аргументов и приравнять их нулю, так что

$$\begin{aligned} \partial E_e / \partial a_i &= a_0 \sum_{j=0}^{j=k} \psi_i(x_{1j}; x_{2j}) \psi_0(x_{1j}; x_{2j}) + \\ &+ \dots + a_m \sum_{j=0}^{j=k} \psi_i(x_{1j}; x_{2j}) \psi_m(x_{1j}; x_{2j}) - \\ &- \sum_{j=0}^{j=k} \psi_i(x_{1j}; x_{2j}) f_i(x_{1j}; x_{2j}) = 0, \end{aligned}$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, m$.

Найденные таким образом производные составляют систему из m уравнений для нахождения m неизвестных ($a_1; a_2; \dots; a_m$). После определения коэффициентов a_i записывается многочлен (11.93), по которому проверяется точность воспроизведения экспериментальных данных по отдельным точкам.

Как известно, высокий порядок аппроксимирующего полинома дает лучшее приближение к аппроксимируемой зависимости, но из-за экономии расчетного времени целесообразно использовать по возможности наименьший порядок полинома, обеспечивающий приемлемую для практики точность приближения. При выборе порядка полинома при сопоставлении экспериментальных статистических характеристик с расчетными можно ориентироваться на ошибку $\approx 10\%$ при полиномах второй степени и $\approx 2\%$ при полиномах третьей степени. Дальнейшее повышение порядка полинома, как правило, к заметному снижению ошибки не приводит.

Следовательно, статическую характеристику с двумя аргументами можно удовлетворительно аппроксимировать полином вида

$$\begin{aligned} \Phi(x_1; x_2) &= a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_1 x_2 + a_4 x_1^2 + a_5 x_2^2 + \\ &+ a_6 x_1 x_2^2 + a_7 x_1^2 x_2 + a_8 x_1^3 + a_9 x_2^3. \end{aligned}$$

Сопоставление этого полинома с формулой (11.93) показывает, что в данном случае $\psi_0 = 1$; $\psi_1 = x_1$; $\psi_3 = x_1 x_2$; $\psi_4 = x_1^2$; $x_7 = x_1^2 x_2$; $\psi_9 = x_2^3$ и т. д.

Аналогичным способом можно записать полином от одного (при $x_2 = 0$) и трех аргументов.

Изложенная методика аппроксимации конкретных статических характеристик приводит к аппроксимирующим зависимостям, удобным для расчета не только значений $\Phi(x_1; x_2)$, но и значений их частных производных при любом выбранном режиме работы. Так, например, момент сопротивления гидротормоза или судового винта (характеристики 2, 4, 7 на рис. 2.3) определяется угловой скоростью ω ротора и настройкой N тормоза (углом атаки винта, его заглублением) и поэтому аппроксимируются уравнением (см. рис. 2.3, б)

$$\begin{aligned} M_c(\omega; N) = & -113,1 + 1,87\omega + 77,6N - \\ & - 0,82\omega N - 0,6 \cdot 10^{-2}\omega^2 - 12,5N^2 + \\ & + 0,11\omega N^2 + 21,3 \cdot 10^{-4}\omega^2 N + \\ & + 5,95 \cdot 10^{-6}\omega^3 + 0,09N^3. \end{aligned}$$

Следовательно, представление статических характеристик элементов системы аппроксимирующими функциональными зависимостями позволяет определять числовые значения как того или иного параметра, так и производных и таким образом проследить за изменением этих значений в переходном процессе с целью их учета при расчете коэффициентов дифференциальных уравнений. При этом априорно принимается равенство числовых значений параметров элементов и системы как на равновесных режимах, так и в переходных процессах при одном и том же расположении характеризующей точки на поле возможных скоростных и нагрузочных режимах (например, точки A на рис. 2.3). Это допущение также вносит определенную ошибку в расчет, однако меньшую, чем ошибки, связанные с линеаризацией характеристик при больших отклонениях.

Расчет переходных процессов САР выполняется с помощью программы, свернутая схема алгоритма которой представлена на рис. 11.18. В качестве основы для составления программы расчета можно использовать стандартную подпрограмму интегрирования системы дифференциальных уравнений методом Рунге—Кутта с учетом необходимости вычисления значений изменяющихся параметров на каждом шаге интегрирования с помощью аппроксимирующих характеристик. Для выполнения этой задачи стандартную подпрограмму следует связать с рабочей программой, учитывающей возможность использования трех типов функциональных зависимостей, определяемых количеством в них аргументов. С этой целью коэффициенты аппроксимирующих характеристик предварительно вводятся в память ЭВМ. В пре-

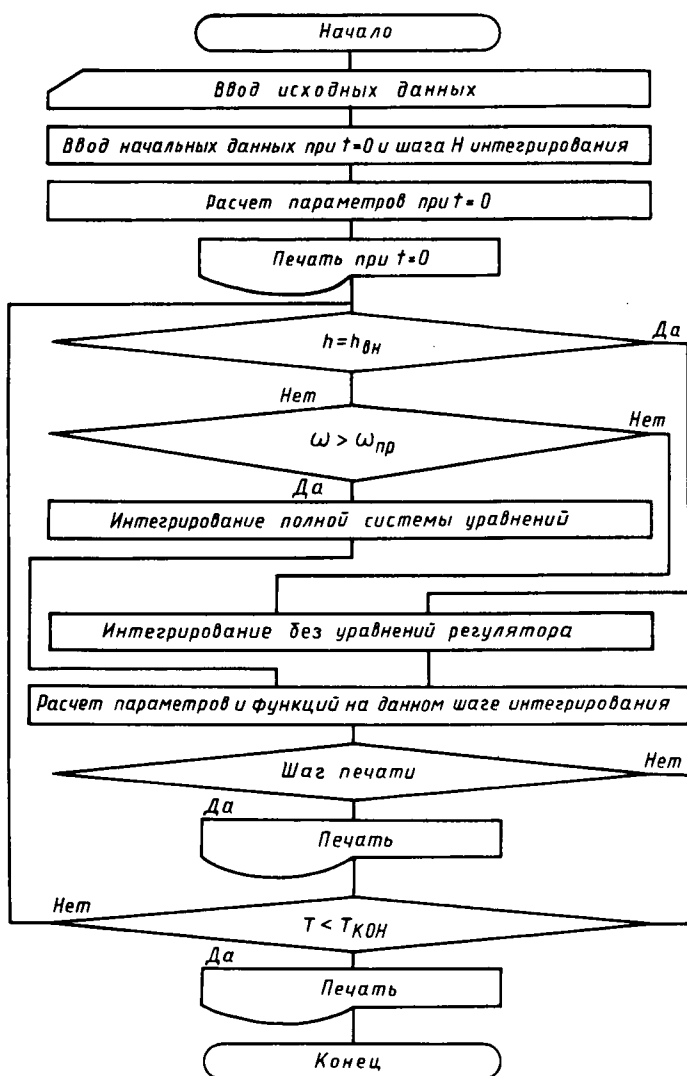


Рис. 11.18. Укрупненная схема алгоритма расчета переходных процессов в САР двигателя с учетом аппроксимированных статических характеристик

делах шага интегрирования значения как аргументов, так и их функций принимаются постоянными. Шаг интегрирования чаще всего следует принимать меньшим интервала времени, через которые результаты интегрирования выдаются на печать. Например, при расчете переходных процессов САР дизеля 1Д6Н (рис. 11.19), выполненном инж. П. К. Кузьмиком, шаг интегриро-

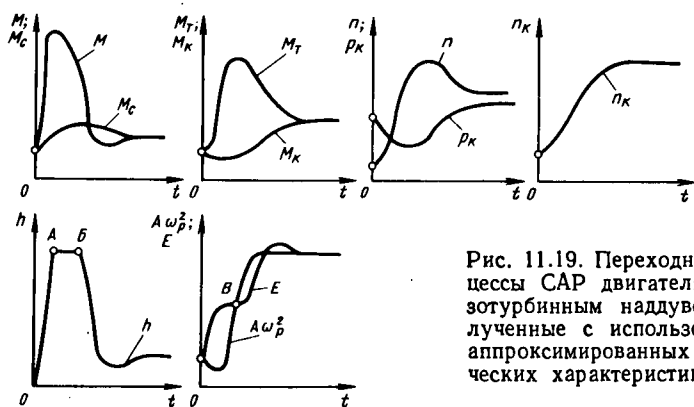


Рис. 11.19. Переходные процессы САР двигателя с газотурбинным наддувом, полученные с использованием аппроксимированных статических характеристик

вания был 0,001 с, а результаты интегрирования выдавались на печать через каждые 0,1 с в интервале от 0 до 2 с переходного процесса и через 0,5 с после 2 с до окончания переходного процесса.

Переходный процесс (см. рис. 11.19) появился вследствие перемещения при $t = +0$ рычага управления регулятора в новое положение с большей предварительной деформацией пружин ($\alpha_p \neq 0$; $\alpha_d = 0$). Рейка топливного насоса (h) при таком возмущении выходит на упор (точка А). В результате резко увеличивается цикловая подача топлива и крутящий момент M двигателя. Избыток энергии $M - M_c$ в системе двигатель—потребитель приводит к увеличению частоты вращения ω (n) и соответствующему возрастанию момента сопротивления M_c . Увеличение цикловой подачи топлива обеспечивает интенсивный рост температуры отходящих газов, что приводит к интенсивному увеличению крутящего момента турбины M_T . Момент сопротивления M_K компрессора вначале несколько снижается за счет увеличения расхода воздуха в цилиндры двигателя (рост n) и уменьшения в связи с этим давления наддува p_K . Однако избыток энергии в турбокомпрессоре $M_T - M_K$ расходуется на увеличение частоты вращения его ротора (n_K), в результате чего происходит увеличение p_K и M_K .

Увеличение предварительной деформации пружин регулятора при перемещении рычага управления ($\alpha_p > 0$) приводит к резкому возрастанию восстанавливающей силы E , которая, превышая поддерживающую силу $A\omega_p^2$, удерживает рейку топливного насоса на упоре (АБ). В последующем за счет увеличения угловой скорости ω_p грузов регулятора в точке В образуется равенство сил $E = A\omega_p^2$, после чего $A\omega_p^2$ становится больше E , и рейка смещается в сторону снижения цикловой подачи. В результате уменьшается M . Пружина регулятора при этом деформируется в сторону увеличения E , и примерно через 1,5 с весь

переходный процесс завершается установлением нового равновесного режима.

Таким образом, расчет переходных процессов на ЭВМ дает полное представление о динамических свойствах не только системы в целом, но и каждого из ее элементов.

§ 11.11. ОЦЕНКА ДЫМНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ В ПЕРЕХОДНОМ ПРОЦЕССЕ

В последние годы все большее внимание уделяется охране окружающей среды и, в частности, атмосферы. Одним из существенных источников ее загрязнения до настоящего времени являются двигатели внутреннего сгорания, в особенности при работе на неустановившихся режимах. В связи с этим имеется настоятельная необходимость оценки выброса в атмосферу вредных для окружающей среды веществ. Такие вещества содержатся в отработанных газах в основном при неполном сгорании топлива. Так как такое сгорание, как правило, сопровождается дымным выхлопом, то оценить выброс в атмосферу вредных веществ можно путем оценки дымности выхлопа.

В настоящее время дымность отработанных газов (ОГ) двигателей оценивается в основном на установившихся режимах их работы и нормируется ГОСТ 24028—80 при испытаниях на стендах. Для оценки дымности в переходных процессах в качестве оценочного параметра иногда используют максимальное значение дымности. Естественно, что такой параметр не может дать представление о действительной дымности ОГ в переходном процессе.

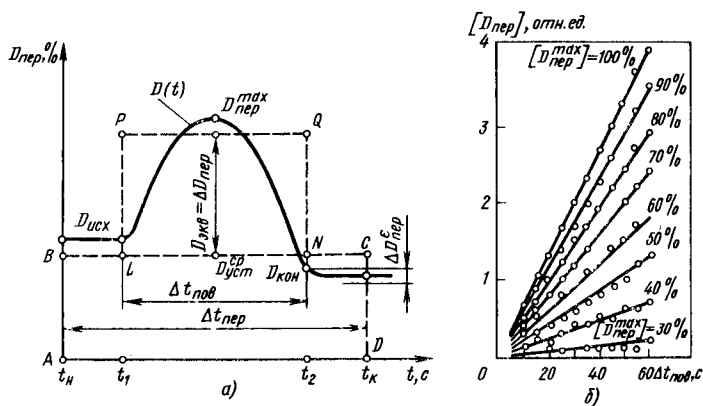


Рис. 11.20. Характеристики дымности отработанных газов двигателя в переходном процессе:

а — к определению относительного показателя дымности в переходном процессе; б — зависимость предельно допустимого значения относительного показателя дымности отработанных газов от времени повышенного дымления при различных допустимых значениях максимальной дымности

Для наиболее полной характеристики дымности работы двигателей на неустановившихся режимах был разработан * относительный показатель дымности переходного процесса двигателя (рис. 11.20, а)

$$\partial_{\text{пер}} = D_{\text{экв}} \Delta t_{\text{пов}} / (D_{\text{уст}}^{\text{ср}} \Delta t_{\text{пер}}) = \\ = \left[\int_{t_1}^{t_2} D(t) dt - D_{\text{уст}}^{\text{ср}} \Delta t_{\text{пов}} \right] / (D_{\text{уст}}^{\text{ср}} \Delta t_{\text{пер}}),$$

где $D_{\text{экв}}$ — эквивалентная дымность переходного процесса (в %) за время $\Delta t_{\text{пов}} = t_2 - t_1$ повышенной дымности (в с); $D_{\text{уст}}^{\text{ср}} = 0,5 (D_{\text{исх}} + D_{\text{кон}})$ — средняя дымность исходного $D_{\text{исх}}$ (в момент возникновения переходного процесса) и конечного $D_{\text{кон}}$ (в момент окончания переходного процесса) установившихся режимов (в %); $\Delta t_{\text{пер}} = t_k - t_n$ — время переходного процесса (в с); $D(t)$ — текущее значение дымности, фиксируемое дымомером.

Для облегчения определения числового значения интеграла можно использовать приближенное выражение

$$\int_{t_1}^{t_2} D(t) dt = k_s D_{\text{пер}}^{\text{max}} \Delta t_{\text{пов}},$$

где k_s — коэффициент формы площади диаграммы дымности переходного процесса (см. рис. 11.20, а).

С достаточной точностью k_s можно принять равным 1 для прямоугольной формы площади; 0,707 — для полуокружности; 0,5 — для треугольной (пиковой) формы площади. Если форма площади близка, например, к трапециевидной, то такую площадь целесообразно разделить на две треугольные и одну прямоугольную. При более сложной форме площади она делится на n частей и тогда коэффициент дымности

$$k_s^{\text{ср}} = \sum_{i=1}^{i=n} k_{si} / n.$$

С учетом принятого упрощения

$$\partial_{\text{пер}} = (k_s D_{\text{пер}}^{\text{max}} - D_{\text{уст}}^{\text{ср}}) \Delta t_{\text{пов}} / (D_{\text{уст}}^{\text{ср}} \Delta t_{\text{пер}}). \quad (11.94)$$

В полученном выражении числитель представляет собой площадь $LPQN$ (см. рис. 11.20, а), а знаменатель — площадь $ABCD$.

Формула (11.94) создает возможность нормирования предельно допустимых значений $\partial_{\text{пер}} = [\partial_{\text{пер}}]**$ по максимальному зна-

* Кабанов А. А. Дымность отработавших газов тепловозных дизелей и ее нормирование на установившихся и переходных режимах на стендах и тепловозах. Тр. ВНИТИ. Вып. 56. 1982. С. 153—164.

** В квадратных скобках указаны нормированные значения параметров, характеризующих дымность.

чению $[D_{\text{пер}}^{\text{max}}]$ дымности в переходном процессе и продолжительности $[\Delta t_{\text{пер}}]$ переходного процесса. Значение времени переходного процесса следует принимать на основе заданных технических условий, т. е. $[\Delta t_{\text{пер}}] = \Delta t_{\text{пер}}^{\text{ту}}$. Максимальную дымность ОГ по вспомогательной шкале дымомера Хартридж можно выбрать на уровне $[D_{\text{пер}}^{\text{max}}]_1 = 40\%$ при возрастании частоты вращения коленчатого вала без нагрузки и $[D_{\text{пер}}^{\text{max}}]_2 = 60\%$ — при возрастании частоты вращения с нагрузкой. Значения дымности $D_{\text{исх}}$ и $D_{\text{кон}}$ установившихся режимов определяются ГОСТ 24028—80. С учетом сказанного предельно допустимое значение относительного показателя дымности

$$[\partial_{\text{пер}}] = (k_s^{\text{ср}} [D_{\text{пер}}^{\text{max}}]_{1,2} - [D_{\text{уст}}^{\text{ср}}]) \Delta t_{\text{пов}} / [D_{\text{уст}}^{\text{св}}] \Delta t_{\text{пер}}^{\text{ту}}.$$

В качестве примера на рис. 11.20, б показана номограмма определения предельных значений $[\partial_{\text{пер}}]$ для дизеля 16ЧН 26/26 номинальной мощности 2250 кВт. Условие $[\partial_{\text{пер}}] = 1$ показывает значения $[D_{\text{пер}}^{\text{max}}]$ и $\Delta t_{\text{пов}}$, при которых можно получить переходный процесс с уровнем дымности, не превышающим уровень средней дымности исходного и конечного установившихся режимов.

§ 12.1. СИНТЕЗ ПО УСТОЙЧИВОСТИ

Под *синтезом* САР понимается определение ее структуры и значений параметров элементов, удовлетворяющих заданным требованиям.

Синтез чаще всего осуществляется при условии предварительного задания части структуры систем и параметров ряда элементов, так как в большинстве случаев известен сам двигатель как регулируемый объект, а следовательно, известны его дифференциальное уравнение, параметры и коэффициенты.

Знание назначения и размерности двигателя поможет предопределить выбор целесообразного типа регулятора. Так, например, если требования к системе регулирования допускают достаточно большой положительный статизм и на двигателе установлен блочный или распределительный топливный насос, то можно предположить возможность применения автоматического регулятора прямого действия. Если на двигателе установлены секционные топливные насосы, разнесенные по цилиндрам или группам цилиндров, и перестановочные усилия, необходимые для органов управления двигателем, оказываются достаточно большими, то вместо регулятора прямого действия целесообразно использовать регулятор непрямого действия с жесткой обратной связью. Он может быть предельным или всережимным.

К дизель-генераторным установкам предъявляют требование нулевого статизма, которое можно обеспечить только с помощью изодромного автоматического регулятора непрямого действия. На двигателях малой мощности в этих условиях можно устанавливать прецизионный автоматический регулятор прямого действия с упругоприсоединенным катарактом. При необходимости включения дизель-генераторных установок в параллельную работу приходится использовать автоматические регуляторы непрямого действия с комбинированной обратной связью.

Таким образом, анализ условий, вызывающих необходимость установки на двигателе автоматического регулятора, и требований, предъявляемых к этим регуляторам в процессе работы, во многих случаях позволяет выбрать тип регулятора, а следовательно, структуру и записать его дифференциальное уравнение. В связи с этим известной оказывается вся структура САР, и

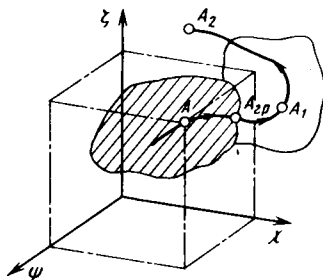


Рис. 12.1. Движение изображающей точки в пространстве коэффициентов характеристического уровня

метры двигателя дают возможность проанализировать динамические свойства САР (оценить устойчивость и качество). Если при этом выявляется необходимость улучшения этих качеств, то следует воспользоваться методами синтеза систем по устойчивости.

Если подбор параметров регулятора, осуществленный с использованием этих методов, не удовлетворит заданным техническим условиям по качеству, необходимо применить тот или иной метод синтеза по качеству.

Обеспечение требуемой устойчивости САР приводит к необходимости уточнения значений некоторых параметров регулятора с помощью, например, построения областей устойчивости методом так называемого *D*-разбиения.

Построение областей устойчивости по одному параметру. Коэффициенты характеристического уравнения можно рассматривать в качестве осей координат некоторого *n*-мерного пространства. В частном случае коэффициенты уравнения, например (9.24), дают обычное трехмерное пространство (рис. 12.1). Расположение изображающей точки *A* в этом пространстве зависит от значения и знака коэффициентов характеристического уравнения.

Так как совокупность всех коэффициентов характеристического уравнения определяет значение и знаки всех его корней, то расположение точки *A* в пространстве определяется значением и знаками корней характеристического уравнения p_1 ; p_2 ; p_3 и т. д.

Если все корни характеристического уравнения находятся в левой полуплоскости корней (см. рис. 10.2), то точка *A* принадлежит области сходящихся переходных процессов устойчивой системы.

Перемещение точки *A* в пространстве связано с перемещением корней характеристического уравнения на плоскости корней. Как только в процессе движения точки *A* один из корней характеристического уравнения пересечет мнимую ось (см. рис. 10.2) и попадет в правую полуплоскость, точка *A* из области сходящихся процессов (на рис. 12.1 эта область заштрихована) перейдет

определению подлежит лишь часть параметров автоматического регулятора.

Синтез САР, удовлетворяющий первому требованию (статическая точность поддержания значений регулируемого параметра), осуществляется с помощью методов статического расчета регулятора с целью обеспечения заданных значений степени неравномерности δ и степени нечувствительности ϵ_p на всех возможных режимах работы установки.

Полученные таким образом параметры регулятора и известные пара-

в область расходящихся процессов — в точку A_1 и, следовательно, пересечет некоторую граничную поверхность, разделяющую области сходящихся и расходящихся процессов в рассматриваемом пространстве. Очевидно, точка A будет находиться на границе $A_{гр}$ между указанными областями каждый раз в моменты, когда один или несколько корней характеристического уравнения попадают на мнимую ось. Этот момент соответствует появлению у характеристического уравнения чисто мнимых корней $i\Omega$ и, следовательно, колебательного переходного процесса с постоянной по времени амплитудой. В частном случае этот корень может быть и нулевым.

Точка A будет пересекать одну из границ каждый раз, когда уменьшается число корней в левой полуплоскости (см. рис. 10.2). Следовательно, полученные таким образом границы разделяют все пространство, в котором перемещается точка A (см. рис. 12.1), на области с определенным числом корней в левой полуплоскости. Если порядок уравнения n , а корней слева от мнимой оси k , то одна из областей может быть обозначена символом $D(k; n - k)$. В частности, область $D(n; 0)$ при условии $k = n$ соответствует сходящимся процессам, т. е. устойчивой работе САР. Выделение в пространстве областей $D(k; n - k)$ и называется D -разбиением.

Единственным признаком нахождения точки A на одной из границ областей является наличие среди корней характеристического уравнения чисто мнимых корней $p = i\Omega$. Этим и можно воспользоваться для построения искомого границ.

Если координату $i\Omega$ мнимой оси плоскости расположения корней (см. рис. 10.2) считать переменной величиной, то при изменении Ω от $-\infty$ до $+\infty$ некоторая воображаемая точка будет двигаться по мнимой оси снизу вверх, т. е. по границе устойчивости.

Аналогично выполняется и D -разбиение. В характеристическое уравнение следует подставить все известные параметры как двигателя, так и регулятора, за исключением неизвестного (исследуемого) параметра, которому ниже в обобщенном виде присваивается символ λ . После этого уравнение можно представить в виде $Q(p) + \lambda R(p) = 0$. Например, если среди коэффициентов дифференциального уравнения (9.24) неизвестным является $\chi = \lambda$, то по характеристическому уравнению

$$p^4 + \Psi p^3 + \lambda p^2 + \zeta p + 1 = 0 \quad (12.1)$$

определяются $Q(p) = p^4 + \Psi p^3 + \zeta p + 1$ и $R(p) = p^2$.

Далее в характеристическое уравнение подставляется граничное условие $p = i\Omega$ и отыскивается λ :

$$\lambda = Q(i\Omega)/R(i\Omega). \quad (12.2)$$

Полученное число является комплексным, поэтому $\lambda = u(\Omega) + i v(\Omega)$, где $u(\Omega)$ и $v(\Omega)$ могут рассматриваться в качестве

координат точки на плоскости комплексного переменного при заданном значении Ω . При изменении Ω от $-\infty$ до $+\infty$ конец вектора λ будет описывать годограф, который при некоторых значениях Ω должен пересекать действительную ось плоскости. Так как в результате исследования должны быть выяснены возможные изменения действительных значений λ , удовлетворяющие устойчивой работе системы, то точки пересечения годографа с действительной осью необходимо строить особенно тщательно.

Следует отметить, что в выражение $u(\Omega)$ параметр Ω входит в четной степени, а в выражение $v(\Omega)$ — в нечетной. Поэтому достаточно построить годограф в пределах от 0 до $+\infty$ и затем для получения ветви годографа при изменении Ω от $-\infty$ до 0 дополнить полученную кривую ее зеркальным отображением относительно действительной оси.

После построения границ необходимо выяснить, какая из областей является областью сходящихся процессов. Для этой цели удобно использовать правило штриховки этих границ. При движении вдоль мнимой оси плоскости корней снизу вверх по мере изменения Ω от $-\infty$ до $+\infty$ полуплоскость отрицательных корней всегда остается слева от движущейся точки. Эту левую сторону мнимой оси принято штриховать, как это показано на рис. 10.2. Так как граница между D -областями является по существу отображением мнимой оси плоскости корней, то правило штриховки сохраняется и здесь. В этом случае необходимо мысленно двигаться от конца годографа, соответствующего $\Omega = -\infty$, к концу с $\Omega = +\infty$, нанося штриховку с левой стороны границы по направлению движения. Пересечение границы со стороны, имеющей штриховку, на сторону без штриховки соответствует перемещению одного из корней из левой полуплоскости в правую полуплоскость корней.

Пусть, например, переходные процессы САР описываются уравнением (9.24). Можно предположить, что коэффициенты Ψ и ξ известны, а коэффициент χ следует подобрать так, чтобы система была устойчивой.

После введения обозначения $\chi = \lambda$ характеристическое уравнение получит вид формулы (12.1) и тогда после подстановки $p = i\Omega$ в соответствии с выражением (12.2)

$$\lambda = (1 + \Omega^4)/\Omega^2 + i(\xi - \Psi\Omega^2)/\Omega = u(\Omega) + iv(\Omega).$$

Построение D -разбиения дает границу, представленную на (рис. 12.2, а). Обе ветви кривой пересекают действительную ось в точке, которая определяется из условия $v(\Omega) = 0$. Следовательно, $\Omega = \sqrt{\xi/\Psi}$. Подставляя полученное значение в выражение $u(\Omega) = (1 + \Omega^4)/\Omega^2$, найдем $u(\Omega) = (\xi^2 + \Psi^2)/(\Psi\xi)$. Так как при $v(\Omega) = 0$ действительная часть $u(\Omega) = \lambda = \chi$, то $\xi\chi\Psi - \Psi^2 - \xi^2 = 0$.

Полученное уравнение определяет границу между областями сходящихся и расходящихся процессов (см. § 16.4). Штриховка

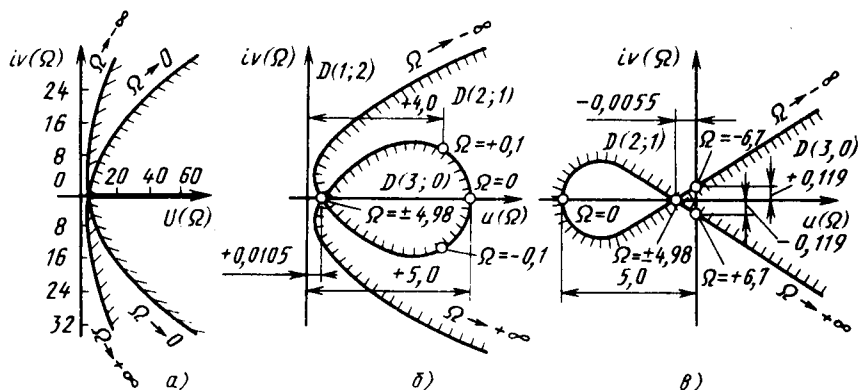


Рис. 12.2. Построение областей устойчивости методом D -разбиения по одному параметру:

a — по значению коэффициента χ при известных $\xi = 4,0$ и $\Psi = 8,0$ системы четвертого порядка; b, c — по значениям местной степени неравномерности δ_z системы прямого регулирования двигателя; $T_d = 1$ с; $T_p^2 = 0,0001$ с²; $T_k = 0,04$ с (b — при $k_d = -0,2$; c — при $k_d = 0,2$)

границы показывает, что область значений χ , обеспечивающих сходимость переходного процесса, располагается справа от точки при $\Omega = \sqrt{\xi/\Psi}$, что соответствует условию $\chi > (\xi^2 + \Psi^2)/(\xi\Psi)$ или $\xi\chi\Psi - \Psi^2 - \xi^2 > 0$. Такой же результат может быть получен с помощью детерминанта Гурвица.

С помощью D -разбиения можно подобрать значение не только коэффициента характеристического уравнения, но и любого параметра системы регулирования.

Если принять, что $\alpha_d = \alpha_p = 0$, то свободный переходный процесс системы прямого регулирования двигателя описывается уравнением (9.8) с коэффициентами (9.9). Пусть, например, надо подобрать значение местной степени неравномерности δ_z так, чтобы система регулирования при уже заданных значениях остальных параметров оказалась устойчивой. Таким образом, $\delta_z = \lambda$ и тогда из характеристического уравнения

$$A_3 p^3 + A_2 p^2 + (\lambda T_d + T_k k_d) p + (1 + k_d \lambda) = 0 \quad (12.3)$$

можно определить

$$\lambda = -(A_3 p^3 + A_2 p^2 + k_d T_k p + 1)/(T_d p + k_d).$$

После подстановки $p = i\Omega$

$$\lambda = u(\Omega) + iv(\Omega) = [(A_2 \Omega^2 - 1) + i\Omega(A_3 \Omega^2 - k_d T_k)]/(k_d + i\Omega T_d),$$

откуда

$$u(\Omega) = [A_3 T_d \Omega^4 + (A_2 - T_k T_d) k_d \Omega^2 - k_d]/(k_d^2 + \Omega^2 T_d^2),$$

$$v(\Omega) = \Omega [(T_d - k_d^2 T_k) + \Omega^2 (k_d A_3 - T_d A_2)]/(k_d^2 + \Omega^2 T_d^2).$$

Пусть, например, заданы значения $T_d = 1$ с; $k_d = -0,2$; $T_p^2 = 10^{-4}$ с²; $T_k = 4 \cdot 10^{-2}$ с, тогда с учетом формул (9.9)

$$u(\Omega) = (10^{-4}\Omega^4 + 0,2)/(\Omega^2 + 0,04);$$

$$v(\Omega) = \Omega(0,998 - 0,04\Omega^2)/(\Omega^2 + 0,04).$$

Полученные соотношения показывают, что при $\Omega = 0$ $u(\Omega) = +5,0$ и $v(\Omega) = 0$. Из условия $0,998 - 0,04\Omega^2 = 0$ определяется $\Omega = \pm 4,98$, при котором $u(\Omega) = +0,0105$ и $v(\Omega) = 0$. Если $\Omega \rightarrow +\infty$, то $u(\Omega) \rightarrow +\infty$, а $v(\Omega) \rightarrow -\infty$. Если $\Omega \rightarrow -\infty$, то $u(\Omega) \rightarrow +\infty$ и $v(\Omega) \rightarrow +\infty$. Эти данные позволяют построить граничную кривую, показанную на рис. 12.2, б. Путем нанесения штриховки описанным выше способом можно найти точку $D(3; 0)$, в которой все три корня находятся в левой полуплоскости, а система регулирования, следовательно, является устойчивой.

Таким образом, выбранная САР будет устойчивой, если местную степень неравномерности выбрать в пределах $5,0 > \delta_z > 0,0105$.

Если коэффициент самовыравнивания двигателя положителен (например, $k_d = 0,2$), то при прежних значениях остальных параметров D -разбиение получает вид, показанный на рис. 12.2, в.

Таким образом, методом D -разбиения всегда можно так подобрать значение недостающего параметра, чтобы система регулирования была устойчивой.

Построение областей устойчивости в плоскости двух параметров. Для построения области устойчивости в плоскости двух действительных параметров λ_1 и λ_2 характеристическое уравнение следует представить в виде

$$\lambda_1 S(p) + \lambda_2 Q(p) + R(p) = 0. \quad (12.4)$$

Пусть, например, в уравнении (9.8) известны значения всех параметров, кроме $\lambda_1 = T_p^2$ и $\lambda_2 = \delta_z$, тогда в соответствии с формулами (9.9)

$$S(p) = (T_d p^2 + k_d) p^2;$$

$$Q(p) = T_d p + k_d;$$

$$R(p) = T_d T_k p^2 + T_k k_d p + 1.$$

После подстановки $p = i\Omega$ уравнение (12.4) получит вид

$$\lambda_1 S(i\Omega) + \lambda_2 Q(i\Omega) + R(i\Omega) = u(\Omega) + iv(\Omega) = 0.$$

Комплексное число равно нулю, если $u(\Omega) = 0$ и $v(\Omega) = 0$. Каждое из этих уравнений по аналогии с уравнением (12.4) можно представить в виде

$$\left. \begin{aligned} u(\Omega) &= \lambda_1 S_1(\Omega) + \lambda_2 Q_1(\Omega) + R_1(\Omega) = 0; \\ v(\Omega) &= \lambda_1 S_2(\Omega) + \lambda_2 Q_2(\Omega) + R_2(\Omega) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.5)$$

В соответствии с рассмотренным выше примером

$$S(i\Omega) = -iT_d\Omega^3 - k_d\Omega^2;$$

$$Q(i\Omega) = k_d + i\Omega T_d;$$

$$R(i\Omega) = -T_d T_k \Omega^2 + 1 + T_k k_d i\Omega.$$

Следовательно, если $S_1(\Omega) = -k_d\Omega^2$; $Q_1(\Omega) = k_d$;

$$R_1(\Omega) = 1 - T_d T_k \Omega^2; \quad S_2(\Omega) = -T_d \Omega^3;$$

$$Q_2(\Omega) = T_d \Omega; \quad R_2(\Omega) = k_d T_k \Omega,$$

то для заданного значения Ω величины λ_1 и λ_2 могут быть найдены в виде отношений $\lambda_1 = \Delta_1/\Delta$ и $\lambda_2 = \Delta_2/\Delta$, где Δ_1 ; Δ_2 ; Δ — детерминанты, составленные на основе уравнений (12.5). Это дает возможность путем задания различных значений Ω построить кривую $\lambda_1 = f(\lambda_2)$, которая и явится границей области устойчивости.

Если одно из уравнений, $u(\Omega) = 0$ или $v(\Omega) = 0$ является следствием другого, то на плоскости $(\lambda_1; \lambda_2)$ при указанном значении Ω вместо точки получается прямая $u(\Omega) = 0$ или $v(\Omega) = 0$. Эта прямая относится к числу особых. Прямые чаще всего получаются при $\Omega = 0$ или $\Omega = \infty$. На особые прямые также наносится штриховка, но так, чтобы при уже заштрихованной кривой внутренний угол, образующийся от пересечения прямой и кривой, был заштрихован полностью. В тех случаях, когда при определенном значении Ω (например, при $\Omega = \Omega_1$) детерминант

$$\Delta = \begin{vmatrix} S_1(\Omega); & Q_1(\Omega) \\ S_2(\Omega); & Q_2(\Omega) \end{vmatrix}$$

обращается в нуль, но $\Omega > \Omega_1$ и $\Omega < \Omega_1$, знак детерминанта Δ не меняется, то прямую не штрихуют совсем. В процессе нанесения штриховки на границу $\lambda_1 = f(\lambda_2)$ необходимо следить за алгебраическим знаком детерминанта Δ . По мере увеличения Ω штриховка наносится слева, если $\Delta > 0$, если же $\Delta < 0$ — то справа.

Применительно к выбранному выше примеру $\Delta = -\Omega^3 k_d T_d + \Omega^3 k_d T_d = 0$, поэтому границей областей устойчивости является особая прямая.

Подставив коэффициенты $S_1(\Omega)$; $S_2(\Omega)$ и т. д. в оба полученных уравнения, найдем

$$\lambda_1(-k_d\Omega^2) + \lambda_2 k_d - T_d T_k \Omega^2 + 1 = 0;$$

$$\lambda_2(-T_d \Omega^3) + \lambda_2 T_d \Omega + k_d T_k \Omega = 0.$$

Следовательно,

$$\lambda_1 = [k_d T_k^2 T_d / (T_d - k_d^2 T_k)] + T_k T_d^2 \lambda_2 / (T_d - k_d^2 T_k)$$

или после подстановки известных значений параметров

$$\lambda_1 = 2,12 \cdot 10^{-3} + 26,6 \cdot 10^{-3} \lambda_2.$$

Полученная прямая изображена на рис. 12.3. Система будет работать устойчиво, если $T_p^2 > (2,12 + 26,6\delta_z) 10^{-3}$ и $T_p^2 > 0$.

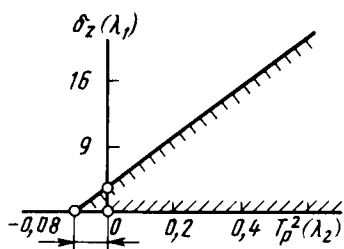


Рис. 12.3. Построение D -разбиения на плоскости двух действительных параметров $\delta_z = f(T_p^2)$

Таким образом, D -разбиение сводится к определению числовых значений одного или двух параметров, обеспечивающих устойчивую работу синтезируемой системы с заранее заданными значениями всех других параметров или коэффициентов.

Для определения областей устойчивости САР можно воспользоваться ЭВМ. Для этого предварительно выбирают диапазоны возможных изменений исследуемых параметров элементов, шаги их изменений и на каждом шаге с помощью критериев Рауза

оценивают устойчивость системы (см. прил. 4). Совокупность последовательных шагов, соответствующих устойчивой работе системы, и составит область устойчивости. Так, например, область устойчивости по параметру λ , выявленная с помощью уравнения (12.3), расположится вдоль оси абсцисс. Если же изменятся два параметра (λ_1 и λ_2), то область устойчивости располагается на плоскости.

Программа расчета областей устойчивости [4] называется OBLUST (см. прил. 7) и обращение к ней имеет вид CALL OBLUST (XM, XB, YM, YB, F, B, NN, M, KL), где XM, XB — минимальное и максимальное значение первого параметра λ_1 ; YM, YB — минимальное и максимальное значение второго параметра λ_2 ; F — вектор длиной NN, содержащий текущие значения функции от $X = \lambda_1$ и $Y = \lambda_2$; B — рабочая матрица $NN * M$; NN — число коэффициентов характеристического полинома, равное $N + 1$, где N — порядок дифференциального уравнения САР; M — число столбцов матрицы, равное целому от $(N/2) + 1$; KL — требуемое число копий распечаток.

Программа OBLUST работает с подпрограммой FUNOBL, обеспечивающей расчет коэффициентов полинома при выбираемых значениях $X = \lambda_1$ и $Y = \lambda_2$. Так, например, если в соответствии с уравнением (12.4) $X = T_p^2$ и $Y = \delta_z$, то

$$\begin{aligned} F_1 &= A_3 = T_d X; \\ F_2 &= A_2 = X k_d + T_d T_k; \\ F_3 &= A_1 = T_d Y + T_k k_d; \\ F_4 &= A_0 = 1 + k_d Y. \end{aligned}$$

По этим формулам составляется подпрограмма FUNOBL, обеспечивающая определение значений F_k . Значения эти используются в качестве исходных для программы оценки устойчивости (см. прил. 5). В результате на диаграмме (λ_1 ; λ_2) точки, соответствующие устойчивой работе системы регулирования, отмечаются

символом $+$, а неустойчивой работы системы — символом $\&$. Можно также определить области (если необходимо) с равным числом корней в правой полуплоскости. В этом случае точки, соответствующие наличию в правой полуплоскости одного корня, отмечаются индексом 1, двух корней — индексом 2 и т. д.

§ 12.2. СИНТЕЗ ПО КАЧЕСТВУ

Определение параметров автоматического регулятора с помощью интегральных критериев качества. Условие получения минимального значения интегрального критерия качества создает возможность уточнения (определения) параметров регулятора. Пусть, например, поставлена задача создания автоматического регулятора прямого действия для транспортного дизеля без наддува. Если для простоты последующих рассуждений пренебречь инерционностью регулятора и принять $T_p^2 \approx 0$, то переходные процессы САР при $\alpha_d = \alpha_p = 0$ будут описываться линейным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$A_2 (d^2\varphi/dz^2) + A_1 (d\varphi/dz) + A_0\varphi = 0$$

с коэффициентами

$$A_2 = T_d T_k; \quad A_1 = T_d \delta_z + T_k k_d; \quad A_0 = 1 + k_d \delta_z.$$

При работе автоматического регулятора в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов трудно предположить, что все переходные процессы будут аperiodическими без перерегулирования. Поэтому применение первого наиболее простого интегрального критерия качества может не дать желаемого результата. Второй интегральный критерий качества для выбранной САР может быть приведен к виду (11.8). Если в качестве начальных условий переходного процесса принять $\varphi_0 \neq 0$, а $v_0 = (d\varphi/dt)_0 = 0$, то в соответствии с выражениями (11.7) $N_{10} = A_1 \varphi_0^2/2$ и $N_{20} = A_0 \varphi_0^2/2$. В этом случае

$$J_2 = (A_1/A_0 + A_2/A_1) (\varphi_0^2/2).$$

Подстановка в это уравнение развернутых выражений коэффициентов дифференциального уравнения дает

$$J_2 = \left[\frac{T_d \delta_z + T_k k_d}{1 + k_d \delta_z} + \frac{T_d T_k}{T_d \delta_z + T_k k_d} \right] \frac{\varphi_0^2}{2}. \quad (12.6)$$

Пусть, например, в полученном выражении известны значения всех параметров, кроме времени катаракта T_k , значение которого необходимо уточнить. Переходный процесс в такой САР можно считать наилучшим, если будет выполнено условие $dJ_2(T_k)/dT_k = 0$, приводящее к квадратному уравнению:

$$k_d^3 T_k^2 + 2 T_d \delta_z k_d^2 T_k + T_d^2 \delta_z (1 + 2 \delta_z k_d) = 0,$$

решение которого, например, при $k_d < 0$ имеет вид

$$T_{k1,2} = \frac{T_d \delta_z}{|k_d|} \left[1 \pm \sqrt{\frac{1 - \delta_z |k_d|}{\delta_z |k_d|}} \right].$$

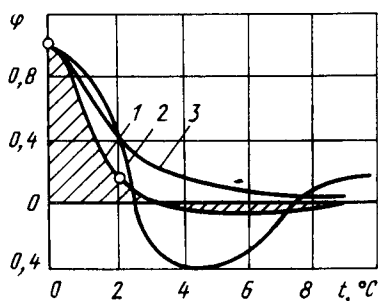


Рис. 12.4. Переходные процессы САР второго порядка:

1 — при $T_K = 0,32$; 2 — при $T_K = 0,5$ с; 3 — при $T_K = 0,2$ с

увеличить T_K (кривая 3) приводят к ухудшению динамических свойств рассматриваемой САР. Интегральный критерий качества может быть использован и в тех случаях, когда определению подлежат два параметра регулятора. Пусть, например, в соответствии с выражением (12.6) $J_2 = f(T_K; \delta_z)$, тогда для получения $J_{2 \min}$ необходимо выполнить одновременно два условия:

$$\partial J_2(T_K; \delta_z) / \partial T_K = 0 \quad \text{и} \quad \partial J_2(T_K; \delta_z) / \partial \delta_z = 0,$$

приводящие к двум уравнениям. Задача может быть решена при условии, что полученные таким образом уравнения имеют совместное решение.

Определение параметров автоматического регулятора при задании степени устойчивости. Степень устойчивости α (см. § 11.2) САР характеризует время переходного процесса: чем меньше ее числовое значение, тем больше время переходного процесса. Следовательно, задавая числовые значения степени устойчивости, можно предопределить динамические свойства САР по времени переходного процесса, если в соответствии с этим условием выбрать значения параметров регулятора.

Поставленную задачу можно решить методом D -разбиения при $\alpha = \text{const}$. Пусть дифференциальное уравнение САР имеет вид (10.2). Требуемое качество работы САР будет обеспечено, если все корни характеристического уравнения (10.5) такой системы располагаются не только в левой полуплоскости (система устойчива), но и левее значения α (см. рис. 10.2).

Характеристическое уравнение (10.5), написанное относительно оси ординат, смещенной на α влево, получит вид

$$A_3(p - \alpha)^3 + A_2(p - \alpha)^2 + A_1(p - \alpha) + A_0 = 0.$$

После раскрытия скобок

$$p^3 + S_2 p^2 + S_1 p + S_0 = 0, \quad (12.7)$$

где

$$\begin{aligned} S_2 &= (A_2/A_3) - 3\alpha; \quad S_1 = (A_1/A_3) - \\ &\quad - (2A_2/A_3) \alpha + 3\alpha^2; \\ S_0 &= (A_0/A_3) - (A_1/A_3) \alpha + (A_2/A_3) \alpha^2 - \alpha^3. \end{aligned} \quad (12.8)$$

Пусть в рассматриваемой САР подобраны все параметры регулируемого объекта и автоматического регулятора, кроме местной степени неравномерности δ_z . В этом случае $\delta_z = \lambda$, и тогда коэффициенты (9.9) получают вид

$$A_3 = T_d T_p^2; \quad A_2 = T_d T_k + T_p^2 k_d; \quad A_1 = T_d \lambda + T_k k_d; \quad A_0 = 1 + k_d \lambda.$$

Подстановка этих выражений в формулы (12.8) приводит последние к виду

$$\begin{aligned} S_2 &= [(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] - 3\alpha; \\ S_1 &= [T_k k_d/(T_d T_p^2)] - [2(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] \alpha + 3\alpha^2 + \lambda/T_p^2; \\ S_0 &= [1/(T_d T_p^2)] - [T_k k_d/(T_d T_p^2)] \alpha + [(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] \alpha^2 - \\ &\quad - \alpha^3 + \{[k_d/(T_d T_p^2)] - (\alpha/T_p^2)\} \lambda. \end{aligned}$$

С учетом этих выражений характеристическому уравнению (12.7) можно придать вид

$$p^3 + m_2 p^2 + m_1 p + m_0 = -(b_1 p + b_0) \lambda, \quad (12.9)$$

где $m_2 = [(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] - 3\alpha$;

$$m_1 = [T_k k_d/(T_d T_p^2)] - [2(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] \alpha + 3\alpha^2;$$

$$m_0 = 1/(T_d T_p^2) - [T_k k_d/(T_d T_p^2)] \alpha + [(T_d T_k + T_p^2 k_d)/(T_d T_p^2)] \alpha^2 - \alpha^3;$$

$$b_1 = 1/T_p^2;$$

$$b_0 = [k_d/(T_d T_p^2)] - \alpha/T_p^2.$$

В соответствии с уравнением (12.9)

$$\lambda = -(p^3 + m_2 p^2 + m_1 p + m_0)/(b_1 p + b_0).$$

Для осуществления D -разбиения по параметру $\lambda = \delta_z$ необходимо провести подстановку $p = i\Omega$. После некоторых преобразований получим

$$\lambda = u(\Omega) + iv(\Omega),$$

где

$$\left. \begin{aligned} u(\Omega) &= \frac{b_1 \Omega^4 + (b_1 m_1 - b_0 m_2) \Omega^2 - b_0 m_0}{b_1 \Omega^2 + b_0^2}; \\ v(\Omega) &= \frac{\Omega [b_1 m_0 - b_0 m_1 + (b_0 - b_1 m_2) \Omega^2]}{b_1^2 \Omega^2 + b_0^2}. \end{aligned} \right\} \quad (12.10)$$

Задавая различные числовые значения степени устойчивости, можно определить все коэффициенты в формулах (12.10).

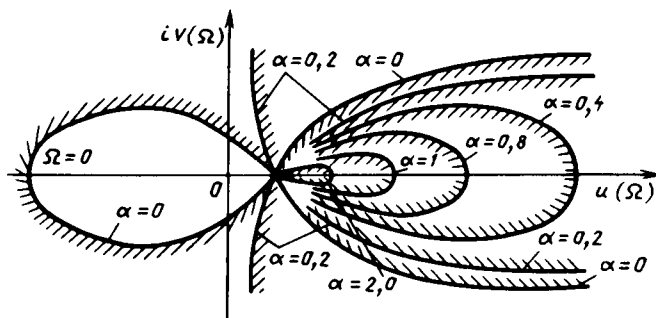


Рис. 12.5. Диаграммы D -разбиения по местной степени неравномерности при заданной степени устойчивости $\alpha = \text{const}$

Построенная по этим формулам диаграмма D -разбиения по $\lambda = \delta_z$ при $\alpha = \text{const}$ (рис. 12.5) свидетельствует о том, что по мере увеличения числового значения степени устойчивости диапазон возможных значений δ_z , обеспечивающих задаваемое качество работы САР, постепенно уменьшается.

Пользуясь изложенной методикой, можно определить диапазоны возможных значений двух параметров регулятора.

Определение параметров автоматических регуляторов при заданном переходном процессе и регулируемом объекте. В некоторых случаях переходный процесс может быть задан непосредственно числовыми значениями всех корней характеристического уравнения, расположенных определенным образом в левой полуплоскости на рис. 10.2. В этом случае коэффициенты дифференциального уравнения САР определяют в соответствии с теоремой Виетта:

$$(p - p_1)(p - p_2)(p - p_3) = 0,$$

откуда

$$A'_2 = A_2/A_3 = -(p_1 + p_2 + p_3);$$

$$A'_1 = A_1/A_3 = p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3;$$

$$A'_0 = A_0/A_3 = -p_1 p_2 p_3.$$

Известные числовые значения коэффициентов A'_2 ; A'_1 и A'_0 дифференциального уравнения системы дают возможность с помощью формул (9.9) составить три уравнения:

$$T_d T_p^2 A'_2 = T_p^2 k_d + T_d T_k;$$

$$T_d T_p^2 A'_1 = T_k k_d + T_d \delta_z;$$

$$T_d T_p^2 A'_0 = 1 + k_d \delta_z$$

для определения трех неизвестных T_p^2 ; T_k и δ_z . Решая эти уравнения относительно неизвестных, найдем

$$T_p^2 = T_d^2 / (T_d^3 A'_0 - T_d^2 A'_1 k_d + T_d k_d^2 A'_2 - k_d^3);$$

$$T_k = T_d (T_d A'_2 - k_d) / (T_d^3 A'_0 - T_d^2 A'_1 k_d + T_d k_d^2 A'_2 - k_d^3);$$

$$\delta_z = (T_d^2 A'_1 - T_d k_d A'_2 + k_d^2) / (T_d^3 A'_0 - T_d^2 A'_1 k_d + T_d k_d^2 A'_2 - k_d^3).$$

Для целей синтеза системы третьего порядка, т. е. для определения параметров регулятора, можно также использовать диаграмму Вышнеградского (см. рис. 11.4).

Максимальные значения степени устойчивости располагаются вокруг точки $A(3; 3)$ и чем меньше значение α , тем больше поле охвата этой точки (см. рис. 10.3, б). Это дает возможность с ориентацией на степень устойчивости выбирать значения χ и ζ для синтеза системы регулирования. После их выбора целесообразно построить переходный процесс и проверить его параметры качества. Если они не удовлетворяют поставленным требованиям по качеству, выбирается другая точка ($\chi; \zeta$) с большим значением α , и проверка продолжается.

После окончательного выбора характеристической точки с координатами ($\chi; \zeta$) по диаграмме, представленной на рис. 11.4, определяются значения степеней сходимости $\tau_{s1}; \tau_{s2}$ и τ_{s3} (область I) или значение τ_s (область II). В последнем случае по той же диаграмме определяют частоту колебаний Ω и степень затухания амплитуды колебаний ρ , по значению которой в соответствии с формулами (11.54) и (11.53) подсчитывается действительная часть комплексных корней. Значение α сопоставляется со значением действительного корня $p = -\ln 2/\tau_s$ и выбирается меньшее из них, обозначаемое $p_{\min}$. После этого время переходного процесса можно оценить по соотношению $\varphi_e = \varphi_0 e^{p_{\min} \tau_p}$, где $\varphi_e = \psi_{\omega}/2$ оценивается на основе данных, приведенных в § 11.1, а φ_0 определяется по формуле (11.49).

Следовательно,

$$\tau_p = (1/p_{\min}) \ln(\varphi_e/\varphi_0).$$

Безразмерное время регулирования τ_p связано с размерным временем t_p соотношением $\tau_p = t_p/\sqrt{A_3/A_0}$. Так как t_p задается предварительно, то приведенное соотношение можно рассматривать в качестве контрольного для оценки правильности выбора значений χ и ζ .

Таким образом, для определения параметров регулятора могут быть использованы три соотношения:

$$\begin{aligned}\chi &= (A_2/A_3) \sqrt[3]{A_3/A_0}; \\ \zeta &= (A_1/A_3) \sqrt[3]{(A_3/A_0)^2}; \\ t_p &= \tau_p \sqrt[3]{A_3/A_0},\end{aligned}$$

в которых известными являются значения $\chi; \zeta; \tau_p$ и задано t_p .

С учетом формул (9.9) эти три соотношения можно представить в виде

$$\begin{aligned}T_p^2 &= 1/\{(T_d \tau_p^3/t_p^3) - k_d[(\zeta \tau_p^2/\tau_p^2) - (k_d/T_d)(\chi \tau_p/t_p - k_d/T_d)]\}; \\ T_k &= T_p^2 (\chi \tau_p/t_p - k_d/T_d); \\ \delta_z &= T_p^2 [(\zeta \tau_p^2/\tau_p^2) - (k_d/T_d)(\chi \tau_p/t_p - k_d/T_d)].\end{aligned}$$

В некоторых случаях при синтезе вместо нормированных диаграмм используются так называемые стандартные коэффициенты (сведенные в таблицы) дифференциальных уравнений, по которым уже построены переходные процессы. При этих условиях необходимо выбрать переходный процесс, который должен быть обеспечен создаваемой системой регулирования, выписать числовые значения соответствующих коэффициентов дифференциального уравнения и при известных параметрах регулируемого объекта определить параметры автоматического регулятора. Методика их определения аналогична изложенной с использованием нормированной диаграммы.

При установке на двигатель более сложного регулятора непрямого действия число искоемых неизвестных увеличивается. Для их нахождения можно использовать следующий метод. Выбранное расположение корней характеристического уравнения САР в левой полуплоскости позволяет найти числовые значения коэффициентов дифференциального уравнения системы регулирования по формулам, следующим из теоремы Виетта.

Если выбрать переходный процесс, образующийся в результате полного сброса или наброса нагрузки $\alpha_d = \pm 1(t)$ при неизменной настройке регулятора ($\alpha_p = 0$), то характеристическое уравнение САР непрямого действия можно записать в форме

$$d_d(p) d_p(p) d_c(p) + R_d(p) u_c(p) = 0.$$

Деление этого уравнения на собственный оператор (характеристическое уравнение) двигателя

$$\frac{d_d(p) d_p(p) d_c(p) + R_d(p) u_c(p)}{d_d(p) d_p(p) d_c(p)} \bigg| \frac{d_d(p)}{d_p(p) d_c(p)} \\ R_d(p) u_c(p)$$

дает в частном характеристическое уравнение автоматического регулятора, а в остатке — произведение операторов воздействия. Этим можно воспользоваться при расчете параметров регулятора. Для определенности рассуждений выбираем автоматический регулятор непрямого действия с жесткой обратной связью.

После определения числовых значений коэффициентов дифференциального уравнения можно записать характеристические уравнения САР (при $A'_i = A_i/A_5$)

$$p^5 + A'_4 p^4 + A'_3 p^3 + A'_2 p^2 + A'_1 p + A'_0 = 0$$

и двигателя с газотурбинным наддувом

$$p^2 + (T_{d1}/T_{d2}^2) p + k_{дн}/T_{д2}^2 = 0.$$

Деление первого уравнения на второе дает в частном характеристическое уравнение автоматического регулятора

$$p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0 = 0 \quad (12.11)$$

с известными числовыми значениями коэффициентов

$$\begin{aligned} b_2 &= A'_4 - T_{д1}/T_{д2}^2; \quad b_1 = A'_3 - k_{дн}/T_{д2}^2 - (T_{д1}/T_{д2}^2)(A'_4 - T_{д1}/T_{д2}^2); \\ b_0 &= A'_2 - (k_{дн}/T_{д2}^2)(A'_4 - T_{д1}/T_{д2}^2) - (T_{д1}/T_{д2}^2)A'_3 + \\ &\quad + T_{д1}k_{дн}/T_{д2}^4 + (T_{д1}^2/T_{д2}^4)(A'_4 - T_{д1}/T_{д2}^2). \end{aligned}$$

Сопоставление уравнения (12.11) с собственным оператором регулятора (4.62) показывает, что

$$\left. \begin{aligned} T_p^2 T_c b_2 &= T_p^2 k_c + T_k T_c; \\ T_p^2 T_c b_1 &= T_k k_c + T_c \delta_z; \\ T_p^2 T_c b_0 &= \delta_z k_c. \end{aligned} \right\} \quad (12.12)$$

Остаток от деления имеет вид

$$R = R_1 p + R_0,$$

где

$$\begin{aligned} R_1 &= A_1/A_5 - T_{д1}A_2/(T_{д2}^2A_5) + (T_{д1}^2/T_{д2}^4 - k_{дн}/T_{д2}^2)(A_3/A_5 - \\ &\quad - k_{дн}/T_{д2}^2) + (-T_{д1}^3/T_{д2}^6 + 2T_{д1}k_{дн}/T_{д2}^4)(A_4/A_5 - T_{д1}/T_{д2}^2); \\ R_0 &= A_0/A_5 - k_{дн}A_2/(T_{д2}^2A_5) + (T_{д1}k_{дн}/T_{д2}^4)(A_3/A_5 - k_{дн}/T_{д2}^2) + \\ &\quad + (k_{дн}^2/T_{д2}^4 - T_{д1}^2k_{дн}/T_{д2}^6)(A_4/A_5 - T_{д1}/T_{д2}^2). \end{aligned}$$

Подставив в выражения, определяющие R_1 и R_0 , развернутые формулы коэффициентов A_0 ; A_1 ; A_2 ; A_3 ; A_4 ; A_5 , найдем

$$R_1 = T_k/(T_{д2}^2 T_p^2 T_c) \quad \text{и} \quad R_0 = \theta_k/(T_{д2}^2 T_p^2 T_c).$$

С помощью полученных соотношений можно определить

$$T_p^2 T_c = T_k/(T_{д2}^2 R_1) \quad \text{или} \quad T_p^2 T_c = \theta_k/(T_{д2}^2 R_0).$$

Одно из этих соотношений совместно с уравнениями (12.12) дает четыре уравнения, которые и могут быть использованы для определения неизвестных параметров регулятора.

Однако в выбранном для двигателя регуляторе (непрямого действия с жесткой обратной связью) определению подлежат пять неизвестных (T_p^2 ; T_k ; δ_z ; T_c ; k_c), поэтому один из параметров регулятора должен быть задан.

Таким параметром может быть время T_k катаракта чувствительного элемента, определяемое на основе опытных данных, время T_p^2 регулятора или местная степень неравномерности δ_z , определяемые в результате статического расчета.

Изложенная методика определения коэффициентов дифференциальных уравнений элементов автоматического регулятора при заданных регулируемом объекте и динамических качествах САР может быть применена и при необходимости установки на двигатель изодромного регулятора или регулятора с комбинированной обратной связью.

Полученные таким образом числовые значения коэффициентов дифференциальных уравнений чувствительного элемента и серводвигателя далее должны использоваться при их конструктивной разработке.

Определение параметров автоматических регуляторов с помощью логарифмических частотных характеристик. Синтез САР с помощью логарифмических частотных характеристик требует предварительного выявления параметров имеющихся элементов в системе и задания качества ее работы (минимально необходимые запасы устойчивости по фазе и модулю, максимально допустимые значения времени переходного процесса и перерегулирования).

По известным параметрам элементов и их частотным характеристикам предварительно строят логарифмическую амплитудную (ЛАЧХ) и фазовую (ЛФЧХ) частотные характеристики разомкнутой системы при заданных элементах, оценивают по ним динамические качества системы и, если они не удовлетворяют заданным требованиям, принимают решение об усложнении системы путем ввода в структуру корректирующих (последовательных или параллельных) элементов. Следует при этом отметить, что введение таких корректирующих элементов проще осуществляется в электрических (электронных) системах регулирования и значительно труднее в механических, пневматических и гидравлических.

Пусть, например, необходимо осуществить синтез по качеству САР непрямого действия, у которой пока не задана обратная связь в регуляторе. Элементами такой системы являются: двигатель, чувствительный элемент и серводвигатель без обратной связи с дифференциальными уравнениями соответственно $d_d(p)$ $\varphi = \kappa$, $d_p(p)$ $\eta = \varphi$ и $d_c(p)$ $\lambda = \eta$. Передаточная функция такой системы в разомкнутом состоянии имеет вид

$$Y(p) = 1/[d_d(p) d_p(p) d_c(p)] = Y_d(p) Y_p(p) Y_c(p)$$

или после подстановки $p = i\Omega$

$$Y(i\Omega) = A_d(\Omega) e^{i\gamma_d(\Omega)} = A_d(\Omega) A_p(\Omega) A_c(\Omega) e^{i[\gamma_d(\Omega) + \gamma_p(\Omega) + \gamma_c(\Omega)]}.$$

Логарифмирование полученного выражения дает для разомкнутой системы логарифмическую амплитудную частотную характеристику

$$L_H(\Omega) = L_d(\Omega) + L_p(\Omega) + L_c(\Omega) = f_a(\lg \Omega)$$

и логарифмическую фазовую частотную характеристику

$$\gamma_H(\Omega) = \gamma_d(\Omega) + \gamma_p(\Omega) + \gamma_c(\Omega) = j_\gamma(\lg \Omega).$$

Эти характеристики иллюстрируют динамические свойства так называемой неизменяемой части системы. Для получения свойств системы, удовлетворяющих поставленным требованиям по качеству, необходимо воспроизвести другую логарифмическую амплитудную частотную характеристику системы. Такую харак-

теристику обычно называют *желательной*. Сопоставление желательной частотной характеристики с уже построенной (неизменяемой — заданной системы элементов) дает возможность определить частотную характеристику вновь вводимого корректирующего элемента, приближающего динамические свойства заданной системы к желательным.

Таким образом, желательная логарифмическая амплитудная частотная характеристика определяется заданным качеством работы замкнутой САР, т. е. заданным переходным процессом. Известно, что построение переходного процесса можно осуществить по вещественной частотной характеристике замкнутой САР (см. рис. 11.8). В общем случае этой характеристике можно придать и типовой вид, показанный на рис. 11.8, б. Форма типовой характеристики определяется рядом соотношений частот. Если $x_1 \leq 0,8$, $x_2 \geq 0,5$ и $x_3 \geq 0,4$, то по данной характеристике можно судить об основных показателях переходного процесса. Так, значение $x_w(\Omega)_{\max}$ характеризует перерегулирование в переходном процессе $\Delta_1\varphi$, которое можно оценить, если воспользоваться приведенными ниже рекомендациями:

$x_w(\Omega)_{\max}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$\Delta_1\varphi$, %	17	21	26	32	38

Наличие у частотной характеристики «хвоста» с $x_w(\Omega)_{\min}$ вызывает добавку к перерегулированию $|\Delta_2\varphi| \leq 0,3 |x_w(\Omega)_{\min}|$, поэтому фактическое перерегулирование определяется суммой $\Delta\varphi \leq \Delta_1\varphi + \Delta_2\varphi$. Так, например, при $x_w(\Omega)_{\max} = 1,1$ и $x_w(\Omega)_{\min} = -0,3$ перерегулирование $\Delta\varphi = 21\% + 0,3 \cdot 0,3 \times 100\% = 30\%$. Эти соотношения позволяют подобрать такую типовую вещественную частотную характеристику замкнутой САР, которая должна обеспечить перерегулирование в допустимых пределах.

Время t_p регулирования (переходного процесса) также характеризуется значением $x_w(\Omega)_{\max}$ и почти не зависит от $x_w(\Omega)_{\min}$. При оценке t_p можно пользоваться следующими данными:

$x_w(\Omega)_{\max}$	1,0	1,2	1,3	1,4
t_p , с	$\frac{\pi}{\Omega_n}$	$\frac{4\pi}{\Omega_n}$	$\frac{5\pi}{\Omega_n}$	$\frac{6\pi}{\Omega_n}$

Сопоставление вещественных частотных характеристик замкнутых систем с их переходными процессами свидетельствует о том, что лучшие переходные процессы образуются при $x_w(\Omega)_{\max} = 1$ и $x_1 = 0,2 \div 0,25$. Перерегулирование при этих условиях не превысит 4 %.

Так как переходный процесс при единичном возмущении определяется формулами (11.81), то по заданной характеристике $x_w(\Omega) = f(\Omega)$ можно построить соответствующую мнимую характеристику $y_w(\Omega) = f(\Omega)$, а затем по формулам (9.65) и (9.66) — амплитудную и фазовую частотные характеристики замкнутой САР.

Между частотными характеристиками замкнутой и разомкнутой систем имеется связь, определяемая соотношением (9.60), из которого

$$[x_w(\Omega) + iy_w(\Omega)] [1 + x(\Omega) + iy(\Omega)] = x(\Omega) + iy(\Omega).$$

По условию равенства комплексных чисел

$$[1 - x_w(\Omega)] x(\Omega) + y_w(\Omega) y(\Omega) = x_w(\Omega);$$

$$-y_w(\Omega) x(\Omega) + [1 - x_w(\Omega)] y(\Omega) = y_w(\Omega),$$

откуда $x(\Omega) = \Delta_x/\Delta$; $y(\Omega) = \Delta_y/\Delta$. Здесь

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 - x_w(\Omega); & y_w(\Omega) \\ -y_w(\Omega); & 1 - x_w(\Omega) \end{vmatrix};$$

$$\Delta_x = \begin{vmatrix} x_w(\Omega); & y_w(\Omega) \\ y_w(\Omega); & 1 - x_w(\Omega) \end{vmatrix};$$

$$\Delta_y = \begin{vmatrix} 1 - x_w(\Omega); & x_w(\Omega) \\ -y_w(\Omega); & y_w(\Omega) \end{vmatrix}.$$

Следовательно, становится известной частотная амплитудная характеристика разомкнутой системы

$$A(\Omega) = \sqrt{[x(\Omega)]^2 + [y(\Omega)]^2}$$

и тогда после логарифмирования

$$L(\Omega) = 20 \lg A(\Omega) = f(\lg \Omega).$$

Форма этой характеристики определенным образом связана с формой характеристики $x_w(\Omega) = f(\Omega)$. Так, например, для обеспечения перерегулирования, не превосходящего 30 % (т. е. при $\Delta\phi \leq 30\%$), необходимо, чтобы $-0,2 \leq x_w(\Omega) \leq 1,2$. Соответствующая логарифмическая амплитудная частотная характеристика должна при этом укладываться в пределы $-16 \text{ дБ} \leq L_{\text{ж}}(\Omega) \leq 26 \text{ дБ}$ при $\gamma(\Omega) < -135^\circ$.

Диапазон частот, в пределах которых должна находиться желательная характеристика, можно разделить на низкие, средние и высокие частоты. Низкие частоты занимают интервал от 0 до Ω_1 , при которой $L_{\text{ж}}(\Omega_1) \leq 26 \text{ дБ}$.

Низкочастотная часть $L_{\text{ж}}(\Omega)$ определяет статическую ошибку системы (наклон регуляторной характеристики).

Средние частоты от Ω_1 до Ω_2 характеризуются частотой среза Ω_c , при которой ЛАЧХ пересекает ось абсцисс. Частоту среза можно оценить из условия $\Omega_c \geq (0,6 \div 0,9) \Omega_n$, где $\Omega_n = 4\pi(t_p)$.

Здесь t_p — время переходного процесса, задаваемое техническими условиями. Наклон средней части желательной характеристики составляет — 20 дБ/дек. Частоту Ω_2 (правая граница средней части) желательной ЛАЧХ можно найти из условия $L_{\text{ж}}(\Omega_2) = -(6 \div 16)$ дБ. Средняя часть характеризует качество переходного процесса замкнутой системы.

Высокочастотная часть оказывает слабое воздействие на характер переходного процесса.

Построенная таким образом желательная ЛАЧХ дает возможность выявить ЛАЧХ корректирующего элемента.

Такой корректирующий элемент, всегда усложняющий конструкцию регулятора, можно включать в цепь взаимодействия элементов системы, последовательно или параллельно. Примером параллельного включения является обратная связь в серводвигателе регулятора непрямого действия (см. рис. 4.7).

При синтезе корректирующего устройства принимается, что общая передаточная функция элемента с коррекцией должна быть желательной, т. е. $Y_{\text{ж}}'(p) = \lambda/\eta$. Если сам серводвигатель задан, то передаточная функция $Y_c(p)$ является заданной и неизменяемой, т. е. $Y_c(p) = Y_{\text{н.с}}(p)$. При коррекции, осуществляемой введением жесткой кинематической обратной связи (см. рис. 4.7, в), передаточная функция $Y_{\text{о.с}}(p)$ обратной связи и есть искомая передаточная функция корректирующего элемента.

Связь между этими передаточными функциями можно найти, если записать их дифференциальные уравнения $d_c(p)\lambda = \xi$; $d_{\text{о.с}}(p)x = \lambda$; $\xi = \eta - x$, из которых получаем

$$[d_c(p)d_{\text{о.с}}(p) + 1]\lambda = d_{\text{о.с}}(p)\eta.$$

Следовательно, желательная передаточная функция серводвигателя с обратной связью имеет вид

$$Y_{\text{ж}}'(p) = \lambda/\eta = d_{\text{о.с}}(p)/[1 + d_c(p)d_{\text{о.с}}(p)].$$

После деления в правой части числителя и знаменателя на $d_c(p)d_{\text{о.с}}(p)$ получим

$$Y_{\text{ж}}'(p) = Y_c(p)/[1 + Y_c(p)Y_{\text{о.с}}(p)].$$

В результате подстановки $p = i\Omega$ можно перейти к амплитудно-фазовым частотным характеристикам

$$Y_{\text{ж}}'(i\Omega) = Y_c(i\Omega)/[1 + Y_c(i\Omega)Y_{\text{о.с}}(i\Omega)].$$

Если в данном выражении $Y_c(i\Omega)Y_{\text{о.с}}(i\Omega) \gg 1$, то с достаточной степенью точности можно записать

$$Y_{\text{о.с}}(i\Omega) = 1/Y_{\text{ж}}'(i\Omega)$$

или после логарифмирования

$$20 \lg |Y_{o.c}(i\Omega)| = -20 \lg |Y'_ж(i\Omega)|.$$

Это соотношение облегчает поиск передаточной функции корректирующего элемента. Существенный интервал частот, в пределах которых можно принимать условие $Y_c(i\Omega) Y_{o.c}(i\Omega) \gg 1$, располагается в пределах $L_{ж}(\Omega)$ от +26 дБ слева и до -26 дБ справа, т. е. достаточно широк.

В соответствии со структурной схемой разомкнутой системы непрямого регулирования ее дифференциальное уравнение можно представить в виде

$$\Phi_{вых} = Y_d(p) Y_p(p) Y'_ж(p) \Phi_{вх}.$$

Следовательно, общая желательная передаточная функция

$$Y_ж(p) = \Phi_{вых}/\Phi_{вх} = Y_d(p) Y_p(p) Y'_ж(p).$$

Так как $Y'_ж(p) = 1/Y_{o.c}(p)$, то

$$Y_{o.c}(p) = Y_d(p) Y_p(p) / Y_ж(p).$$

После перехода к амплитудным частотным характеристикам получим

$$A_{o.c}(\Omega) e^{i\gamma_{o.c}(\Omega)} = [A_d(\Omega) A_p(\Omega) / A_ж(\Omega)] e^{i[\gamma_d(\Omega) + \gamma_p(\Omega) - \gamma_ж(\Omega)]}.$$

Следовательно, $A_{o.c}(\Omega) = A_d(\Omega) A_p(\Omega) / A_ж(\Omega)$.

После логарифмирования получим

$$20 \lg A_{o.c}(\Omega) = 20 \lg A_d(\Omega) + 20 \lg A_p(\Omega) - 20 \lg A_ж(\Omega)$$

или

$$L_{o.c}(\Omega) = L_d(\Omega) + L_p(\Omega) - L_ж(\Omega).$$

В результате такого алгебраического суммирования логарифмических амплитудных частотных характеристик формируется амплитудная логарифмическая частотная характеристика корректирующего элемента обратной связи серводвигателя. По виду этой частотной характеристики и подбирается само корректирующее устройство. Если, например, $L_{o.c}(\Omega) = f(\lg \Omega)$ близка к горизонтали, то можно ограничиться введением жесткой обратной связи. При этом

$$L_{o.c}(\Omega) = -20 \lg k_c,$$

откуда

$$k_c = 10^{-L_{o.c}(\Omega)/20}.$$

По другим формам характеристики $L_{o.c}(\Omega) = f(\lg \Omega)$ могут быть подобраны другие корректирующие устройства и определены их параметры.

Рассмотренные выше методы синтеза САР следует рассматривать лишь в качестве примеров применения теории автоматического регулирования для создания автоматических регуляторов, обеспечивающих заданное качество работы САР.

При решении задач синтеза широко используются ЭВМ. Легкость варьирования параметрами элементов при построении переходных процессов с помощью аналоговых или цифровых ЭВМ раскрывает возможность оптимизации САР. В настоящее время накапливается информационный материал и ведутся разработки систем автоматизированного проектирования, конструирования и технологической подготовки (САПР), с помощью которых конструктор в диалоге с ЭВМ получит средство создания оптимальных конструкций новых машин, механизмов, приборов и технологических процессов.

Таким же путем будут создаваться системы автоматического регулирования и управления двигателями внутреннего сгорания.

§ 13.1. РЕАЛЬНЫЕ ВОЗМУЩЕНИЯ

Возмущения, действующие в САР, обычно принимаются известными и даже заданными. В связи с этим при исследовании динамических свойств как элементов, так и САР наиболее часто используются типовые, единичные возмущения (см. рис. 2.10; 9. 11).

В реальных условиях так получается далеко не всегда. Достаточно вспомнить нагрузку, воспринимаемую трактором, экскаватором или бульдозером. Возмущения САР в этих условиях заранее не могут быть предсказаны — они носят случайный характер.

Для выявления поведения САР в этих условиях необходимо провести наблюдения за большим числом близких по характеру случайных возмущений, а затем обобщить эти наблюдения путем, например, осреднения значений возмущающих воздействий. Если значения осредненных таким образом возмущений не изменяются при сдвиге во времени, то такие случайные возмущения называются *стационарными*.

В каждый конкретно выбранный момент времени значение возмущающего воздействия не является случайным, оно является следствием многих условий, в которых эксплуатируется теплоэнергетическая установка. Однако выбор момента времени для k -го замера возмущения является случайным и поэтому фиксируется лишь как k -я реализация случайного процесса. При другом эксперименте (замере) значение возмущения окажется другим, также случайным, так как не существует заранее заданной последовательности в изменениях возмущений (например, нагрузки на объект).

Таким образом, часто возмущения, воспринимаемые САР, представляют собой случайную функцию времени. Для того чтобы охарактеризовать такое возмущение, необходимо пронаблюдать его возможные реализации во времени и таким образом выявить вероятность их появления. В результате такого эксперимента можно построить функциональную зависимость реализации по времени и получить первое представление о воспринимаемых системой возмущениях.

Пусть, например, за интервал времени Δt САР восприняла возмущения $\alpha_1; \alpha_2; \dots; \alpha_n$. Так как выбран некоторый диапазон изменения значений возмущения, то из всего числа реализации в этот диапазон попадает только часть из всех n возможных. Число реализаций, попавших в интервал, зависит от выбранного момента времени t и интервала $\Delta\alpha$. Часть реализаций, попавших в выбранный интервал, можно обозначить $v(t; \alpha)$ $\Delta\alpha$ и построить соответствующую зависимость, называемую первой функцией распределения вероятностей. При выборе второго момента времени замера возмущений можно получить вторую функцию распределения вероятностей.

Функция распределения вероятностей достаточно полно характеризует случайный процесс возмущающего воздействия на САР по времени. Однако в практических расчетах чаще используют так называемые *моментные функции*, получающиеся в результате осреднения реализаций возмущения.

Осреднение можно проводить, например, в выбранном интервале времени.

§ 13.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ

Случайным событием A по ГОСТ 21878—76 называется такое, которое при определенных условиях может произойти или не произойти. Количественной оценкой возможности осуществления случайного события A является его вероятность $p = p(A)$. Эта зависимость называется математической *вероятностью*, выражающей некоторую объективную закономерность рассматриваемого явления.

Существует два подхода к определению вероятности: классический и статистический.

Классическое определение вероятностей случайного события опирается на предположение равных возможностей m частных реализаций события (рис. 13.1, а) из полного возможного их числа n . В этом случае $p = p(A) = m/n$. Так как m/n не может быть отрицательным числом, то в поле событий для каждого события A вероятность $1 \geq p(A) \geq 0$. Если из n возможных событий реализуются все n , то $m = n$ и тогда $p(A) = 1$. Такое событие называется *достоверным*. Если же у события A имеются частные случаи B и C и эти частные случаи несовместимы, то $p(A) = p(B) + p(C)$, т. е. вероятности событий в этом случае суммируются. Число таких частных несовместимых событий может быть любым. Если событие невозможно ($m = 0$), то его вероятность равна нулю. Если событие B противоположно событию A , то вероятность противоположного события $p(B) = 1 - p(A)$.

Статистическое определение вероятностей исходит из частоты реализаций события при большом числе испытаний. Событие A может появляться только при наличии определенных условий. Например, определенная нагрузка на трактор $\alpha(t)$ при пахоте

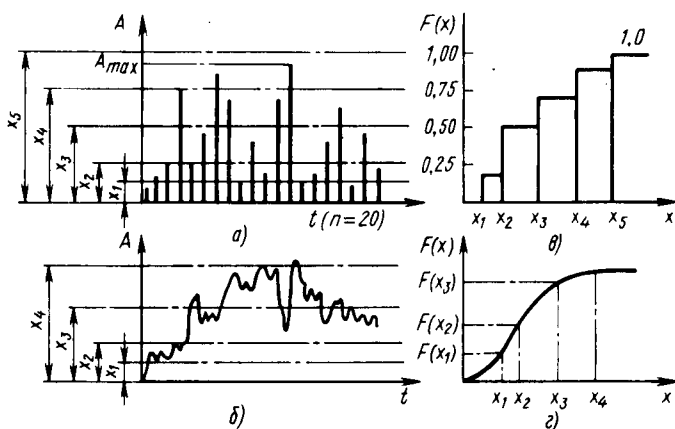


Рис. 13.1. Случайные события:

a — дискретные; *б* — непрерывные; *в*, *г* — функции распределения вероятностей соответственно дискретных и непрерывно изменяющихся реализаций случайного события

в момент t может появиться только при определенном качестве почвы, форме и количестве лемехов, скорости перемещения трактора и т. д. Длительные наблюдения показали, что частота Ω_α появления возмущения $\alpha(t)$ при большом числе n испытаний обладает определенной закономерностью, следствием которой отношение Ω_α/n оказывается примерно постоянным. Затем было установлено, что для тех случаев, когда можно использовать классический способ определения вероятностей, значение отношения Ω_α/n оказывалось весьма близким к числовому значению вероятности $p(A)$ события A .

Наличие такой объективно существующей частоты появления событий дало возможность принять эту постоянную в качестве вероятности события A и назвать ее *статистической вероятностью* (так как она определяется только при достаточно большом числе испытаний).

§ 13.3. ФУНКЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Случайные величины проявляются своими значениями m , частотой Ω_α и характеризуются классической (m/n) или статистической (Ω_α/n) вероятностью.

Для характеристики закономерности появления случайных величин используется понятие функции распределения вероятностей случайной величины.

Если случайная величина проявляется дискретно (см. рис. 13.1, *a*), то совокупность всех n возможных ее значений (на рис. 13.1, *a* $n = 20$) можно рассматривать в качестве досто-

верного события, поэтому сумма вероятностей значений этой случайной величины должна быть равна единице $\left(\sum_{i=1}^{i=n} p_i = 1 \right)$ при $m = n$).

Однако часто возникает задача оценки возможности появления реализаций случайной величины A , значения которой, например, меньше некоторой выбранной границы x . Вероятность появления таких значений возрастает от нуля (при $x = 0$) до единицы (при $x \geq A_{\max}$, где $A_{\max}$ — максимальное проявление случайной величины). На рис. 13.1, а видно, что по мере увеличения x вероятность возрастает ступенчато (см. рис. 13.1, в) и по значению не превосходит единицу.

Зависимость вероятности появления случайной величины $A \leq x$ от значения x и называется *функцией распределения вероятностей* $F(x)$. Ступенчатое распределение вероятностей дискретных реализаций, показанное на рис. 13.1, б, называется *распределением по закону Пуассона*.

Часто случайная величина изменяется непрерывно (см. рис. 13.1, б) и тогда ее функция распределения вероятностей имеет вид, представленный на рис. 13.1, г.

Функциональная зависимость $F(x)$ иллюстрирует вероятность появления значений случайной величины, меньших x .

Графики на рис. 13.1, в и г дают возможность сформулировать некоторые свойства функции распределения вероятностей. Действительно, значение $F(x)$ может изменяться от нуля (при $x = 0$) до единицы (достоверное событие), т. е. $0 \leq F(x) \leq 1$. При $x \rightarrow \infty$ случайное событие становится достоверным и $F(x) \rightarrow 1$. При $x \rightarrow -\infty$ случайное событие невозможно, в связи с чем $F(x) \rightarrow 0$. Вероятность появления значения в интервале от x_1 до x_2 (см. рис. 13.1, б) определяется разностью функций распределения $p(x_1 \leq x \leq x_2) = F(x_2) - F(x_1)$. Длительные наблюдения за проявлениями случайной величины и анализ функций их вероятностей показал, что во многих случаях распределение вероятностей можно определить математически и представить в форме

$$F(x) = C \int_{-\infty}^x e^{-(x-a)^2/(2\sigma^2)} dx, \quad (13.1)$$

где $C (>0)$; $\sigma (>0)$ и a имеют постоянные значения. Такое распределение вероятностей называется *нормальным*, а функциональная зависимость

$$W(x) = C e^{-(x-a)^2/(2\sigma^2)} \quad (13.2)$$

называется *плотностью нормального распределения вероятностей*.

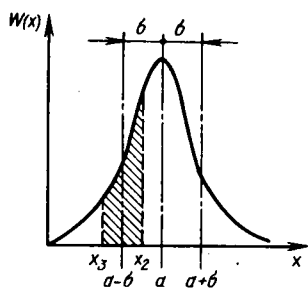


Рис. 13.2. Плотность нормального распределения вероятностей

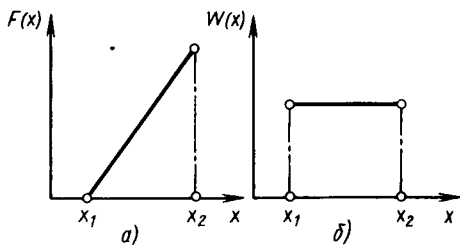


Рис. 13.3. Равномерное распределение случайных величин:

a — функция; b — плотность

Сопоставление выражений (13.1) и (13.2) показывает, что $W(x) = F'(x) = dF(x)/dx$, что и показано на рис. 13.2. Так как функция распределения вероятностей $F(x)$ неубывающая, то плотность распределения вероятностей $W(x) \geq 0$ не может быть отрицательной величиной.

Таким образом, функция распределения вероятностей и плотность распределения связаны соотношением

$$F(x) = \int_{-\infty}^x W(x) dx, \quad (13.3)$$

а вероятность нахождения значения случайной величины в интервале от x_1 до x_2 определяется площадью под кривой плотности вероятностей (см. рис. 13.2)

$$p(x_1 \leq x \leq x_2) = \int_{x_1}^{x_2} W(x) dx.$$

Если $x_1 \rightarrow -\infty$ и $x_2 \rightarrow +\infty$, то событие становится достоверным и тогда

$$\int_{-\infty}^{+\infty} W(x) dx = 1,0, \quad (13.4)$$

т. е. вся площадь под кривой на рис. 13.2 равна единице.

Свойство (13.4) дает возможность при нормальном распределении определить значение коэффициента C . Действительно, пусть

$$(x - a)/\sigma = z, \quad (13.5)$$

тогда $x = \sigma z + a$ и $dx = \sigma dz$.

В этом случае интеграл (13.4) с учетом формулы (13.2) и принятого обозначения можно представить в виде $C\sigma \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-z^2/2} dz =$

$= 1$. Так как $\int_{-\infty}^{+\infty} e^{-z^2/2} dz = \sqrt{2\pi}$, то $C = 1/\sigma\sqrt{2\pi}$. Таким образом, плотность при нормальном распределении случайной величины

$$W(x) = [1/\sigma\sqrt{2\pi}] e^{-(x-a)^2/(2\sigma^2)} \quad (13.6)$$

достигает своего максимального значения при $x = a$ и имеет точки перегиба при $x = a \pm \sigma$. При $x \rightarrow \pm\infty$ ось абсцисс является асимптотой (см. рис. 13.2). Чем меньше σ , тем выше максимум и уже границы изменения плотности. В связи с этим числовое значение σ при нормальном законе распределения принимается в качестве меры разбросанности реализованных значений случайной величины.

В практике встречаются функции распределения вероятностей случайной величины $F(x)$, при которых плотность распределения в интервале от x_1 до x_2 сохраняется постоянной. Такое распределение называется *равномерным*. В качестве примера на рис. 13.3, а показана функция равномерного распределения случайной величины

$$F(x) = (x - x_1)/(x_2 - x_1), \quad (13.7)$$

плотность которой

$$W(x) = F'(x) = 1/(x_2 - x_1) \quad (13.8)$$

в выбранном интервале сохраняется постоянной (рис. 13.3, б).

§ 13.4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОЖИДАНИЕ

Функция распределения вероятностей дает наиболее полное представление о случайных величинах, так как характеризует возможные их реализации и, вероятность появления этих реализаций. Однако нередко достаточно использовать менее полную характеристику случайных величин, например их средние значения, называемые *математическим ожиданием*.

Математическое ожидание, определяемое с помощью функции распределения, представляет собой некоторое число, характеризующее случайные величины. Если случайная величина A измерялась n раз, в результате чего n_1 раз было получено значение x_1 , n_2 раз значение x_2 и т. д., то среднее арифметическое MA полученных реализаций случайной величины A определяется отношением

$$\begin{aligned} MA &= (m_1x_1 + m_2x_2 + \dots + m_nx_n)/n = \\ &= (m_1/n)x_1 + (m_2/n)x_2 + \dots + (m_n/n)x_n. \end{aligned}$$

Так как отношения m_1/n ; m_2/n ; ... представляют собой классические вероятности p_1 ; p_2 ; ..., то

$$MA = \sum_{i=1}^{i=n} x_i p_i. \quad (13.9)$$

Это среднее значение случайной величины и получило название математического ожидания.

Так как вероятность появления значений A , меньших x , является функцией распределения вероятностей $F(x_i) = p_i [A < x_i]$, то для дискретных проявлений случайной величины

$$MA = \sum_{i=1}^{l=n} x_i F(x_i). \quad (13.10)$$

Для непрерывной случайной величины функция распределения вероятностей может быть выражена через плотность распределения в соответствии с выражением (13.3), поэтому математическое ожидание определяется в виде интеграла

$$MA = \int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx. \quad (13.11)$$

Для нормального распределения случайных величин с учетом выражения (13.5)

$$MA = \int_{-\infty}^{+\infty} [x/\sigma \sqrt{2\pi}] e^{-(x-a)^2/(2\sigma^2)} dx. \quad (13.12)$$

Для нахождения интеграла целесообразно использовать обозначение (13.5). В этом случае

$$MA = (1/\sqrt{2\pi}) \int_{-\infty}^{+\infty} (\sigma z + a) e^{-z^2/2} dz.$$

Так как

$$\int_{-\infty}^{+\infty} e^{-z^2/2} dz = \sqrt{2\pi} \quad \text{и} \quad \int_{-\infty}^{+\infty} ze^{-z^2/2} dz = 0,$$

то

$$MA = a. \quad (13.13)$$

Следовательно, параметр a (см. рис. 13.2) нормального закона распределения вероятностей случайных величин является математическим ожиданием или средним значением случайной величины A .

Математическое ожидание равномерно распределенной вероятности случайной величины, имеющей плотность (13.7), определяется выражением

$$MA = \int_{x_1}^{x_2} x dx / (x_2 - x_1) = x^2/2 (x_2 - x_1) \Big|_{x_1}^{x_2} = (x_1 + x_2)/2. \quad (13.14)$$

Таким образом, математическое ожидание, или среднее значение, случайной величины при равномерном распределении

вероятностей случайной величины совпадает с серединой выбранного интервала.

Математическое ожидание постоянной величины $A = C$ всегда равно значению этой постоянной. Так как значение постоянной величины является достоверным, то ее вероятность равна единице. Следовательно, $MA = MC = C \cdot 1 = C$.

§ 13.5. ДИСПЕРСИЯ

Важной характеристикой случайной величины x является не только ее среднее значение MA (математическое ожидание), но и отклонение Δ от этого среднего значения, определяемое разностью: $\Delta = x - MA$. Это отклонение Δ может быть положительным (при $x > MA$) и отрицательным (при $x < MA$). Для того чтобы исключить необходимость учета алгебраического знака, обычно рассматривают не Δ , а Δ^2 .

Среднее значение этого квадрата отклонений или его математическое ожидание $M\Delta^2$ и называется *дисперсией* DA . Следовательно,

$$DA = M(x - MA)^2. \quad (13.15)$$

Разность $x - MA$ так же, как и x , является случайной величиной. Поэтому возможность появления ее значений $(x_i - MA)^2$ характеризуется вероятностью p_i и тогда в соответствии с выражением (13.9)

$$DA = \sum_{i=1}^{i=n} (x_i - MA)^2 p_i$$

или для непрерывной величины x с плотностью вероятности $W(x)$ в соответствии с выражением (13.11)

$$DA = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - MA)^2 W(x) dx. \quad (13.16)$$

Полученное выражение можно представить в виде

$$DA = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 W(x) dx - 2 \int_{-\infty}^{+\infty} x MA W(x) dx + \int_{-\infty}^{+\infty} (MA)^2 W(x) dx.$$

Подстановка выражения (13.11) дает

$$\begin{aligned} DA &= \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 W(x) dx - 2 \int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx \int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx + \\ &+ \int_{-\infty}^{+\infty} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx \right]^2 W(x) dx = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 W(x) dx - \\ &- 2 \left[\int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx \right]^2 + \left[\int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx \right]^2 \int_{-\infty}^{+\infty} W(x) dx. \end{aligned}$$

С учетом формулы (13.4)

$$DA = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 W(x) dx - \left[\int_{-\infty}^{+\infty} x W(x) dx \right]^2.$$

Эта разность показывает, что в соответствии с выражением (13.11)

$$DA = Mx^2 - (Mx)^2. \quad (13.17)$$

Полученная формула облегчает определение значения дисперсии для конкретных условий распределения случайной величины. Пусть, например, случайная величина A распределена равномерно в интервале от x_1 до x_2 . В этом случае с учетом выражения (13.8)

$$Mx^2 = \int_{x_1}^{x_2} x^2 W(x) dx = \int_{x_1}^{x_2} [x^2/(x_2 - x_1)] dx = \frac{x_2^3 - x_1^3}{3(x_2 - x_1)} = \frac{x_2^2 + x_1 x_2 + x_1^2}{3}.$$

Второе слагаемое определяется формулой (13.14), поэтому

$$DA = (x_2^2 + x_1 x_2 + x_1^2)/3 - (x_1 + x_2)^2/4 = (x_2 - x_1)^2/12. \quad (13.18)$$

Таким образом, при равномерном распределении дисперсия возрастает по мере увеличения длины интервала $(x_2 - x_1)$. Чем больше интервал $(x_2 - x_1)$, тем больше дисперсия, т. е. тем больше рассеяны значения случайной величины. Следовательно, дисперсия — мера рассеяния (разбросанности) реализаций x случайной величины A около среднего ее значения — математического ожидания MA .

При нормальном распределении (13.6) случайной величины ее математическое ожидание определяется формулой (13.13), поэтому в соответствии с выражением (13.16)

$$DA = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - a)^2 W(x) dx = (1/\sigma \sqrt{2\pi}) \int_{-\infty}^{+\infty} (x - a)^2 e^{-(x-a)^2/(2\sigma^2)} dx.$$

С учетом обозначения (13.5)

$$DA = [1/\sigma \sqrt{2\pi}] \int_{-\infty}^{+\infty} \sigma^2 z^2 e^{-z^2/2} \sigma dz = [\sigma^2/\sqrt{2\pi}] \int_{-\infty}^{+\infty} z^2 e^{-z^2/2} dz.$$

Так как

$$\int_{-\infty}^{+\infty} z^2 e^{-z^2/2} dz = -ze^{-z^2/2} \Big|_{-\infty}^{+\infty} + \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-z^2/2} dz = \pi \sqrt{2},$$

то

$$\sigma = \sqrt{DA}. \quad (13.19)$$

Полученное выражение свидетельствует о том, что нормальное распределение случайной величины полностью определяется ее математическим ожиданием a (13.13) и дисперсией σ (13.19).

Числовое значение дисперсии позволяет судить о рассеянии значений случайной величины около ее математического ожидания (среднего ее значения). Рассеяние реализаций случайной величины будет тем меньше, чем меньше значение дисперсии. В этом случае вероятность значений x , близких математическому ожиданию MA , будет большей.

Выражение (13.14) показывает, что дисперсия постоянной величины $A = C$ равна нулю, так как $DA = DC = M(C - MC)^2$.

Дисперсия суммы независимых случайных величин $x + y$ равна сумме их дисперсий $D(x + y) = D(x) + D(y)$. При этом следует иметь в виду, что $D(x + y) = D(x - y)$, так как $D(x - y) = D(x) + D(-y) = D(x) + (-1)^2 D(y) = D(x) + D(y)$. Полученные соотношения могут быть использованы при определении значений дисперсии в соответствующих случаях.

§ 13.6. СЛУЧАЙНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Случайным, или *стохастическим*, процессом называется последовательная по времени совокупность случайных величин, характеризующих определенное явление в технике или природе (по ГОСТ 21878—76 — это функция времени, равная для каждого значения аргумента математическому ожиданию случайной величины). Таким образом, случайные значения того или иного параметра, измеряемого при опытах, зависят не только от результата измерения (от реализации случайной величины в данный момент времени), но также и от времени.

Если значения случайных величин x (например, мгновенных значений крутящего момента двигателя) расположить по времени, а затем соединить их кривой, то эта кривая может быть названа *реализацией* случайного процесса (кривые 1, 2, 3 на рис. 13.4).

Случайный процесс характеризуется совокупностью законов распределения, соответствующих непрерывным случайным величинам $x(t_1)$; $x(t_2)$; ...; $x(t_n)$ в моменты времени t_1 ; t_2 ; ...; t_n . Так как закон распределения непрерывной величины характеризуется плотностью вероятностей, то в каждый момент времени

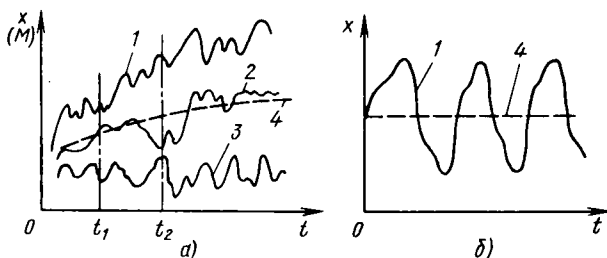


Рис. 13.4. Реализации случайных процессов:

a — нестационарных; b — стационарного

должна быть своя плотность вероятностей. Сказанное свидетельствует о том, что для случайного процесса плотность вероятностей также зависит от времени и поэтому может быть представлена функцией $W(x; t)$.

При характеристике случайных процессов большое значение имеет связь между возможными значениями случайной величины в момент $t_2 > t_1$ с ее возможными значениями в момент t_1 . Такая связь оказывается тем большей, чем медленнее по времени протекает процесс. Поэтому в момент времени t_1 вероятность появления значения случайной величины $A(t_1)$ в интервале от x_1 до $x_1 + dx_1$ в соответствии с формулой (13.3) определится выражением

$$\begin{aligned} F[x_1 \leq A(t_1) < x_1 + dx] &= \\ &= W_1(x_1; t_1) dx_1, \end{aligned} \quad (13.20)$$

где $W_1(x_1; t_1)$ — плотность вероятностей, характеризующая одномерный закон распределения, т. е. одномерную плотность распределения при достаточно малом интервале dx_1 .

Математическое ожидание, или среднее значение, всех реализаций случайного процесса (кривые 1, 2, 3 на рис. 13.4) для выбранного момента времени t в соответствии с формулой (13.11) может быть представлено в виде

$$MA(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x W_1(x; t) dx \quad (13.21)$$

и изображено кривой 4 на рис. 13.4. Рассеяние реализаций около этого среднего значения характеризуется дисперсией, определить которую в соответствии с выражением (13.16) можно по формуле

$$DA(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} [x - MA(t)]^2 W_1(x; t) dx \quad (13.22)$$

и в соответствии с выражением (13.17) — по формуле

$$DA(t) = Mx^2(t) - [Mx(t)]^2. \quad (13.23)$$

Формулы (13.21), (13.22) и (13.23) свидетельствуют о том, что значения математического ожидания и дисперсии случайного процесса зависят от времени t .

В некоторых случаях возникает необходимость определения вероятности появления значений случайной величины $A(t)$ не только в момент времени t_1 в пределах от x_1 до $x_1 + dx_1$, но и в момент времени t_2 в пределах от x_2 до $x_2 + dx_2$. При этом условию выражению для определения распределения вероятности должен быть придан вид

$$\begin{aligned} F[x_1 < A(t_1) < x_1 + dx_1; x_2 < A(t_2) < x_2 + \\ + dx_2] &= W_2(x_1; t_1; x_2; t_2) dx_1 dx_2. \end{aligned}$$

В полученном выражении $W_2(x_1; t_1; x_2; t_2)$ является двумерной плотностью вероятностей. Аналогично можно получить трехмерную и, наконец, n -мерную плотность вероятностей.

Двумерной плотностью вероятностей можно воспользоваться для оценки связи между значениями случайного процесса $A(t_1)$ и $A(t_2)$ в моменты времени t_1 и t_2 в виде среднего значения (математического ожидания) произведения выбранных значений случайного процесса [10]

$$R(t_1; t_2) = M[A(t_1) A(t_2)] = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x_1 x_2 W_2(x_1; t_1; x_2; t_2) dx_1 dx_2. \quad (13.24)$$

Данное выражение представляет собой *корреляционную функцию*, часто используемую для характеристики случайных процессов.

При нормальном распределении вероятностей (13.1) удобно пользоваться средним значением реализаций случайной величины по времени

$$MA(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^{+T} x(t) dt. \quad (13.25)$$

Это среднее значение случайной величины можно получить в результате длительного наблюдения за исследуемой системой (по времени), поэтому $MA(t)$ от времени не зависит.

Все случайные процессы разделяются на стационарные и нестационарные. Процесс является *стационарным*, если в любом конечном интервале времени вероятность наступления определенных событий зависит только от характера самого процесса и от длительности интервала времени $\Delta t = t_2 - t_1$ и не изменяется при сдвиге выбранного интервала времени на одно и то же значение.

Функции распределения для стационарного процесса можно представить в виде

$$F(x_1; x_2; t_1; t_2) = F(x_1; x_2; t_1 + \Delta t; t_2 + \Delta t);$$

математическое ожидание при нормальном распределении

$$MA(t + \Delta t) = MA(t) = MA(0) = a;$$

дисперсия при нормальном распределении

$$DA(t + \Delta t) = DA(t) = DA(0) = \sigma^2;$$

корреляционная функция

$$R(t; t + \Delta t) = M[A(t) A(t + \Delta t)] \text{ и при } t = 0$$

$$R(t; t + \Delta t) = M[A(t) A(0)].$$

Сказанное свидетельствует о том, что при стационарном случайном процессе (кривая 1 на рис. 13.4, б) математическое ожидание должно дать прямую, параллельную оси абсцисс (кривая 4).

Для характеристики стационарных процессов часто используют эргодическую гипотезу, в соответствии с которой среднее случайной величины по множеству реализаций с вероятностью, равной единице, совпадает со средним по времени, т. е.

$$MA(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^{+T} x(t) dt = MA = \int_{-\infty}^{+\infty} xW(x) dx. \quad (13.26)$$

Если воспользоваться интервалом времени $\Delta t = t_2 - t_1$, разделяющим две случайные величины, то корреляционной функции (13.24) стационарного процесса можно придать вид

$$R(\Delta t) = M[A(t)A(t + \Delta t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x_1 x_2 W_2(x_1; x_2; \Delta t) dx_1 dx_2. \quad (13.27)$$

Так как в соответствии с эргодической гипотезой (13.26)

$$M[A(t)A(t + \Delta t)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^{+T} A(t)A(t + \Delta t) dt, \quad (13.28)$$

то корреляционная функция

$$R(\Delta t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^{+T} A(t)A(t + \Delta t) dt \quad (13.29)$$

определяет средние по времени произведения случайных величин в моменты времени t и $t + \Delta t$.

При использовании корреляционных функций для характеристики случайных процессов необходимо знать некоторые из их свойств. Так, например, корреляционная функция обладает свойством четности $R(\Delta t) = R(-\Delta t)$, так как средние значения функций при t и $t + \Delta t$ равны между собой и не зависят от направления смещения.

Если встречается произведение случайной $A(t)$ и неслучайной $f(t)$ функций, то математическое ожидание произведения

$$M[A(t)f(t)] = f(t)M[A(t)]. \quad (13.30)$$

Аналогично корреляционная функция

$$R_f(t_1; t_2) = f(t_1)f(t_2)R(t_1; t_2), \quad (13.31)$$

где $f(t_1)$ и $f(t_2)$ — значения неслучайной функции в моменты времени t_1 и t_2 , а $R(t_1; t_2)$ определяется выражением (13.24).

Математическое ожидание производной или интеграла случайной функции равно производной или интегралу от математического ожидания случайной функции так, что

$$\left. \begin{aligned} M [dA(t)/dt] &= dM[A(t)]/dt; \\ M \left[\int_0^t f(t) A(t) dt \right] &= \int_0^t f(t) M[A(t)] dt. \end{aligned} \right\} \quad (13.32)$$

В соответствии с этим свойством математического ожидания корреляционная функция производной для моментов времени t_1 и t_2

$$\left. \begin{aligned} M \left[\frac{dA(t_1)}{dt} \frac{dA(t_2)}{dt} \right] &= \frac{\partial^2 R(t_1; t_2)}{\partial t_1 \partial t_2}; \\ M \left[\int_0^t A(t_1) dt \int_0^t A(t_2) dt \right] &= \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} R(t_1; t_2) dt_1 dt_2. \end{aligned} \right\} \quad (13.33)$$

Значение корреляционной функции при $\Delta t = 0$ определяется математическим ожиданием (средним значением) квадрата случайной функции. В соответствии с выражениями (13.27) и (13.28)

$$R(0) = M[A^2(t)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T A^2(t) dt. \quad (13.34)$$

Следует также отметить, что $R(0) = DA(0) \geq R(\Delta t)$, т. е. любое значение корреляционной функции всегда меньше или равно дисперсии процесса.

Выражение (13.34) можно рассматривать в виде энергетической характеристики процесса. Действительно, если $A(t)$ — работа, равная 1 Н·м, то интеграл представляет собой работу, произведенную в течение времени T . Деление $A(t)$ на T дает значение работы, произведенной за единицу времени, т. е. мощность.

Таким образом, выражение (13.34) характеризует среднюю мощность процесса. При $t \rightarrow \infty$ значения $A(t)$ и $A(t + \Delta t)$ становятся независимыми, поэтому корреляционная функция определяется в виде математического ожидания произведения двух случайных величин или произведения математических ожиданий двух случайных величин. Так как при стационарном процессе математическое ожидание — величина постоянная, то

$$R(\infty) = [MA(t)]^2. \quad (13.35)$$

Для характеристики случайных процессов используется понятие *центрированной корреляционной функции*. Для стационарного случайного процесса она имеет вид $R_0(\Delta t) = M \{ [A(t) -$

— MA] $[A(t + \Delta t) - MA]$. Полученное выражение можно представить в виде

$$R_0(\Delta t) = M[A(t)A(t + \Delta t)] - M[A(t)MA] - \\ - M[A(t + \Delta t)MA] + (MA)^2.$$

Так как для стационарных случайных процессов математическое ожидание MA случайной величины A имеет постоянное значение, то

$$R_0(t) = M[A(t)A(t + \Delta t)] - MA \cdot M[A(t)] - \\ - MA \cdot M[A(t + \Delta t)] + (MA)^2.$$

Если в полученном выражении учесть соотношения (13.26) и (13.27), то $M[A(t + \Delta t)] = MA(t) = MA$, и тогда центрированная корреляционная функция получает вид

$$R_0(\Delta t) = R(\Delta t) - (MA)^2. \quad (13.36)$$

В некоторых случаях используется нормированная корреляционная функция

$$r(\Delta t) = \frac{R(\Delta t)}{R(0)} = \frac{M\{[A(t) - MA][A(t + \Delta t) - MA]\}}{M[A^2(t)] - \{M[A(t)]\}^2} = \frac{R(\Delta t) - R(\infty)}{R(0) - R(\infty)}.$$

Приведенные выше свойства математического ожидания и корреляционной функции используют при исследовании воздействия на линейные САР возмущений, являющихся случайной функцией времени.

§ 13.7. СПЕКТРАЛЬНАЯ ПЛОТНОСТЬ

Нередко случайные процессы имеют периодический характер, в связи с чем при их анализе особый интерес представляет выявление частот Ω колебаний. Для оценки частотного состава случайного процесса используют спектральную плотность

$$S(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\Delta t) e^{-i\Omega \Delta t} dt, \quad (13.37)$$

получаемую прямым преобразованием Фурье корреляционной функции (13.27). С помощью обратного преобразования Фурье можно получить корреляционную функцию

$$R(\Delta t) = (1/2\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} S(\Omega) e^{i\Omega \Delta t} d\Omega, \quad (13.38)$$

выраженную через спектральную плотность. Так как $e^{-i\Omega \Delta t} = \cos \Omega \Delta t - i \sin \Omega \Delta t$, то

$$S(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\Delta t) \cos \Omega \Delta t dt - i \int_{-\infty}^{+\infty} R(\Delta t) \sin \Omega \Delta t dt.$$

Первый интеграл — четная функция, а второй — нечетная, поэтому второй интеграл полученного выражения с бесконечными пределами равен нулю. Следовательно,

$$S(\Omega) = 2 \int_0^{\infty} R(\Delta t) \cos \Omega \Delta t dt.$$

(13.39)

Таким образом, спектральная плотность так же, как и корреляционная функция, обладает свойством четности, т. е.

$$S(\Omega) = S(-\Omega). \quad (13.40)$$

Обратное преобразование Фурье выражения (13.39) дает

$$R(\Delta t) = (1/\pi) \int_0^{\infty} S(\Omega) \cos \Omega \Delta t d\Omega. \quad (13.41)$$

При $\Delta t = 0$

$$R(0) = (1/\pi) \int_0^{\infty} S(\Omega) d\Omega. \quad (13.42)$$

Полученное выражение так же, как и выражение (13.34), описывает среднюю мощность процесса через спектральную плотность, определяемую в виде площади под кривой спектральной плотности. Форма кривой $S(\Omega) = f(\Omega)$ характеризует, таким образом, распределение мощности процесса по частотам.

Следует заметить, что по сравнению с корреляционной функцией спектральная плотность не дает какой-то новой информации о случайном процессе, но наглядно раскрывает внутреннюю структуру случайного процесса по частотному спектру.

Спектральная плотность функции положительная. При стационарном случайном процессе мощность распределяется равномерно, поэтому спектральная плотность остается величиной постоянной при всех Ω (рис. 13.5), т. е. $S(\Omega) = S_0 = \text{const}$. Такой процесс называется *белым шумом*, а S_0 — *белым спектром*. Следовательно, мощность белого шума

$$R(0) = (1/\pi) \int_0^{\infty} S_0 d\Omega = (S_0/\pi) \int_0^{\infty} d\Omega = \infty.$$

В реальных условиях белый шум не встречается, однако при расчетах иногда используется. Так, например, преобразование Фурье дельта-функции $F_{\delta}(i\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(\Delta t) e^{-i\Omega \Delta t} d\Delta t = 1,0$

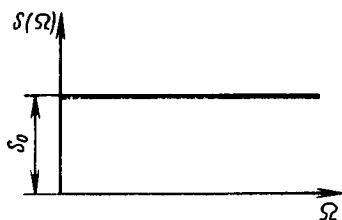


Рис. 13.5. Спектральная плотность стационарного случайного процесса

равно единице по условию единичного возмущения, поэтому при обратном преобразовании

$$\begin{aligned}\delta(t) &= (1/2\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} F_{\delta}(i\Omega) e^{i\Omega\Delta t} d\Omega = (1/2\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\Omega\Delta t} d\Omega = \\ &= (1/2\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} \cos \Omega \Delta t d\Omega + i(1/2\pi) \int_{-\infty}^{+\infty} \sin \Omega \Delta t d\Omega = \\ &= (1/\pi) \int_0^{\infty} \cos \Omega \Delta t d\Omega.\end{aligned}\quad (13.43)$$

Полученное выражение дает возможность определить корреляционную функцию белого шума. В соответствии с формулой (13.41)

$$R(\Delta t) = (1/\pi) \int_0^{\infty} S_0 \cos \Omega \Delta t d\Omega = S_0 \delta(\Delta t).$$

Следовательно, корреляционная функция белого шума равна нулю при всех значениях Δt , кроме $\Delta t = 0$.

§ 13.8. СЛУЧАЙНЫЕ ПРОЦЕССЫ НА ВЫХОДЕ САР

При наличии случайного возмущающего процесса $\alpha(t)$ на входе САР на ее выходе образуется также случайный процесс $\varphi(t)$.

Характер случайного процесса $\varphi(t)$ формируется как входной координатой $\alpha(t)$, так и собственными динамическими свойствами САР, т. е. ее дифференциальным уравнением или передаточной функцией $W(p)$. Качество работы САР определяется не только самим характером переходного процесса $\varphi(t)$, т. е. изменением во времени выходной (исследуемой) координаты, но и точностью реакции системы на ее выходе на входной возмущающий сигнал.

Так, например, каждой нагрузке двигателя, оборудованного регулятором прямого действия, соответствует своя частота вращения коленчатого вала, определяемая регуляторной характеристикой. При изменении нагрузки $\alpha_d(t)$ во времени изменяется и частота вращения $\varphi(t)$.

Естественно, что САР, обладая собственными статическими и динамическими свойствами, не может в переходном процессе своей выходной координатой $\varphi = f(t)$ точно реагировать на изменения входной координаты $\alpha_d = f(t)$. Однако, чем точнее изменения выходной координаты $\varphi(t)$ отслеживают изменения входной координаты $\alpha_d(t)$, тем точнее работает САР, т. е. тем выше ее качество.

В связи с изложенным качество работы САР можно оценивать значением погрешности в виде разности [10]

$$\varepsilon(t) = \alpha(t) - \varphi(t).\quad (13.44)$$

Возмущающее воздействие $\alpha(t)$ может быть случайной функцией времени, т. е. случайным процессом. В этих условиях ошибка $\varepsilon(t)$ также является случайной величиной, а ее зависимость от времени — случайным процессом.

Если, кроме того, этот случайный процесс является стационарным, то точность работы САР можно оценить значением математического ожидания квадрата этой ошибки (квадрат необходим для исключения влияния алгебраического знака ошибки). В соответствии с формулой (13.25) математическое ожидание квадрата ошибки можно представить в виде

$$M(\varepsilon^2) = \lim_{T \rightarrow \infty} (1/T) \int_0^T \varepsilon^2(t) dt.$$

Корреляционная функция (13.24) является математическим ожиданием произведения двух значений случайных величин, полученных в различные моменты времени. Если в формуле (13.24) принять $t_1 = t_2 = t$, то $R(t^2) = M[A^2(t)]$. Если, кроме того, и $t = 0$, то корреляционная функция $R(0)$ или математическое ожидание квадрата случайной величины при $t = 0$ определяются через спектральную плотность (13.42), которая может быть использована для получения квадратичной погрешности САР через спектральную плотность погрешности $S_\varepsilon(\Omega)$ в виде соотношения

$$M(\varepsilon^2) = (1/\pi) \int_0^\infty S_\varepsilon(\Omega) d\Omega. \quad (13.45)$$

Этой формулой можно пользоваться в тех случаях, когда имеется возможность определения числовых значений спектральной плотности погрешности $S_\varepsilon(\Omega)$.

Обычно САР имеет несколько входных координат (см. рис. 9.4). Так, например, уравнение (9.5) САР показывает, что таких координат должно быть по крайней мере две: изменение α_p настройки регулятора (управляющее воздействие) и изменение α_d нагрузки на двигатель (возмущающее воздействие). В других случаях могут быть и другие входные координаты в виде изменения давления или температуры окружающей среды и т. п. Все эти возмущения могут действовать на САР одновременно. В этом случае одно из возмущений можно избрать в качестве основного, а все остальные рассматривать в качестве помех, также влияющих на погрешность [10].

Таким образом, возникает задача отыскания таких параметров САР, которые в процессе работы обеспечивали бы минимальное значение $\varepsilon(t)$. Следовательно, средняя квадратическая погрешность может быть использована в качестве критерия качества в задачах синтеза.

Однако в большинстве случаев для оценки работы САР при случайных возмущениях оказывается достаточным определить только основные характеристики случайного переходного процесса также и на выходе САР, т. е. корреляционную функцию и спектральную плотность. Для выполнения этой задачи можно воспользоваться интегралом (11.89), дающим возможность определить переходный процесс $\varphi(t)$ в зависимости от характера изменения по времени входной координаты — возмущения $\alpha_d(t - \tau)$ и импульсной переходной функции системы $\varphi_n(t)$.

В связи с тем, что $\alpha_d(t - \tau)$ — случайный процесс, он может дать ряд случайных реализаций на входе. На каждую из них система ответит соответствующей реализацией на выходе. Следовательно, на выходе системы может быть большое число случайных реализаций, которые в момент времени t в совокупности характеризуются математическим ожиданием

$$M[\varphi(t)] = \int_0^{\infty} M[\alpha_d(t - \tau)] \varphi_n(\tau) d\tau. \quad (13.46)$$

В другой момент времени $t + t_k$ при другом начале отсчета $t_m = t + t_k - t_i$, откуда $t_i = t + t_k - t_m$ и $dt_i = -dt_m$. В связи с этим для момента времени $t + t_k$ интеграл (11.89) получит вид

$$\varphi(t + t_k) = \int_0^{\infty} \alpha_d(t + t_k - t_m) \varphi_n(t_m) dt_m. \quad (13.47)$$

Знание значений реализаций (11.89) и (13.47) дает возможность определить их произведение и, следовательно, среднее значение произведения множества реализаций случайных величин, т. е. найти корреляционную функцию выходной координаты САР

$$\begin{aligned} R_{\varphi}(t_k) &= M[\varphi(t) \varphi(t + t_k)] = \\ &= M \left\{ \left[\int_0^{\infty} \alpha_d(t - \tau) \varphi_n(\tau) d\tau \right] \left[\int_0^{\infty} \alpha_d(t + t_k - t_m) \varphi_n(t_m) dt_m \right] \right\}. \end{aligned}$$

Полученному выражению можно придать вид

$$R_{\varphi}(t_k) = \int_0^{\infty} \varphi_n(\tau) d\tau \int_0^{\infty} M[\alpha_d(t - \tau) \alpha_d(t + t_k - t_m) \varphi_n(t_m) dt_m].$$

Математическое ожидание произведения $M[\alpha_d(t - \tau) \alpha_d(t + t_k - t_m)]$ представляет собой корреляционную функцию $R_{\alpha}(t + t_k - t_m)$ входной координаты системы, поэтому

$$R_{\varphi}(t_k) = \int_0^{\infty} \varphi_n(\tau) d\tau \int_0^{\infty} R_{\alpha}(t_k + t - t_m) \varphi_n(t_m) dt_m. \quad (13.48)$$

Эта корреляционная функция дает возможность в соответствии с выражением (13.37) определить спектральную плотность $S_\varphi(\Omega)$ выходной координаты:

$$S_\varphi(\Omega) = \int_0^\infty R_\varphi(t_k) e^{-i\Omega t_k} dt_k \quad (13.49)$$

и с учетом выражения (13.48)

$$S_\varphi(\Omega) = \int_0^\infty e^{-i\Omega t_k} dt_k \int_0^\infty \varphi_{\text{н}}(\tau) d\tau \int_0^\infty R_\alpha(t_k + t - t_m) \varphi_{\text{н}}(t_m) dt_m.$$

После введения новой переменной $\tau_1 = t_k + t - t_m$ и изменения порядка интегрирования получим

$$S_\varphi(\Omega) = \int_0^\infty \varphi_{\text{н}}(t_m) e^{-i\Omega t_m} dt_m \int_0^\infty \varphi_{\text{н}}(\tau) e^{i\Omega \tau} d\tau \int_0^\infty R_\alpha(\tau_1) e^{-i\Omega \tau_1} d\tau_1. \quad (13.50)$$

Если учесть, что амплитудно-фазовая частотная характеристика возмущения определяется выражением (9.80), и если принять возмущение в виде единичного импульса, то в соответствии с интегралом (11.89) первые два интеграла полученного выражения можно представить в виде

$$F(i\Omega) = \int_0^\infty \varphi_{\text{н}}(t_m) e^{-i\Omega t_m} dt_m;$$

$$F(-i\Omega) = \int_0^\infty \varphi_{\text{н}}(\tau) e^{i\Omega \tau} d\tau.$$

Третий интеграл является спектральной плотностью входной координаты

$$S_\alpha(\Omega) = \int_0^\infty R_\alpha(\tau_1) e^{-i\Omega \tau_1} d\tau_1. \quad (13.51)$$

С учетом сказанного запишем

$$S_\varphi(\Omega) = F(i\Omega) F(-i\Omega) S_\alpha(\Omega). \quad (13.52)$$

Так как амплитудно-фазовая частотная характеристика возмущения может быть выражена через амплитудную и фазовую частотные характеристики так, что $F(i\Omega) = A_F(\Omega) e^{i\gamma_F(\Omega)}$ и $F(-i\Omega) = A_F(\Omega) e^{-i\gamma_F(\Omega)}$, то их произведение

$$F(i\Omega) F(-i\Omega) = A_F^2(\Omega) \quad (13.53)$$

дает квадрат амплитудной частотной характеристики возмущения. С учетом выражения (13.53) формула (13.52) получит вид

$$S_{\Phi}(\Omega) = A_F^2(\Omega) S_{\alpha}(\Omega). \quad (13.54)$$

Этим уравнением можно воспользоваться для определения среднего квадратического значения выходной координаты САР в соответствии с выражением (13.41):

$$R_{\Phi}(0) = (1/\pi) \int_0^{\infty} S_{\Phi}(\Omega) d\Omega = (1/\pi) \int_0^{\infty} A_F^2(\Omega) S_{\alpha}(\Omega) d\Omega. \quad (13.55)$$

Пусть, например, при постоянной настройке регулятора ($\alpha_p = 0$) переходные процессы САР описываются линейным дифференциальным уравнением первого порядка:

$$A_1 (d\Phi/dt) + A_0 \Phi = B_0 \alpha_d(t).$$

Амплитудно-частотная характеристика такой системы имеет вид $A_F(\Omega) = (B_0/A_0) \sqrt{1 + \Omega^2 (A_1^2/A_0^2)}$. Нагрузка регулируемого объекта $\alpha_d(t)$ непрерывно изменяется под воздействием многих факторов, поэтому каждая ее реализация является случайной величиной. Если для простоты рассуждений принять, что колебания нагрузки имеют характер белого шума с постоянной спектральной плотностью $S_{\alpha}(\Omega) = S_0 = \text{const}$, то среднее квадратическое значение выходной координаты выбранной САР определится выражением

$$\begin{aligned} R_{\Phi}(0) &= (S_0 B_0^2 / \pi A_0^2) \int_0^{\infty} \{1/[1 + \Omega^2 (A_1^2/A_0^2)]\} d\Omega = \\ &= [S_0 B_0 / (\pi A_0 A_1)] [\text{arctg}(\Omega A_1 / A_0)]_0^{\infty} \end{aligned}$$

или

$$R_{\Phi}(0) = S_0 B_0^2 / (2 A_0 A_1). \quad (13.56)$$

Однако в более общем случае САР может иметь не одну входную координату, и тогда ее переходные процессы будут описываться дифференциальным уравнением (9.5), передаточные функции которого имеют вид $W_p(p) = U(p)/D(p)$; $W_d(p) = -B(p)/D(p)$. В соответствии с принципом суперпозиции результирующий переходный процесс, появляющийся вследствие одновременного воздействия обеих координат, можно определить в виде суммы

$$\Phi(t) = \Phi_p(t) + \Phi_d(t),$$

где

$$\Phi_p(t) = \int_0^{\infty} \alpha_p(t - \tau) \Phi_{\text{вп}}(\tau) d\tau$$

и

$$\Phi_d(t) = \int_0^{\infty} \alpha_d(t - \tau) \Phi_{\text{вд}}(\tau) d\tau.$$

Корреляционная функция такой системы

$$R_{\varphi}(\tau) = M[\varphi(t)\varphi(t+\tau)] = M\{[\varphi_p(t) + \varphi_d(t)] \times \\ \times [\varphi_p(t+\tau) + \varphi_d(t+\tau)]\} = M[\varphi_p(t)\varphi_p(t+\tau)] + \\ + M[\varphi_d(t)\varphi_d(t+\tau)] + M[\varphi_d(t)\varphi_p(t+\tau)] + \\ + M[\varphi_p(t)\varphi_d(t+\tau)].$$

Возмущения $\alpha_p(t)$ и $\alpha_d(t)$ независимы друг от друга, поэтому их взаимные корреляционные функции равны нулю:

$$M[\varphi_p(t)\varphi_d(t+\tau)] = 0;$$

$$M[\varphi_d(t)\varphi_p(t+\tau)] = 0.$$

Следовательно,

$$R_{\varphi}(\tau) = M[\varphi_p(t)\varphi_p(t+\tau)] + M[\varphi_d(t)\varphi_d(t+\tau)]$$

или

$$R_{\varphi}(\tau) = R_{\varphi_p}(\tau) + R_{\varphi_d}(\tau). \quad (13.57)$$

Таким образом, корреляционная функция выходной координаты при одновременном воздействии двух возмущений, имеющих случайный характер, определяется в виде сумм корреляционных функций каждого из возмущений.

Спектральная плотность выходной координаты

$$S_{\varphi}(\Omega) = \int_0^{\infty} R_{\varphi}(\tau) e^{-i\Omega\tau} d\tau = \int_0^{\infty} [R_{\varphi_p}(\tau) + R_{\varphi_d}(\tau)] e^{i\Omega\tau} d\tau = \\ = \int_0^{\infty} R_{\varphi_p}(\tau) e^{i\Omega\tau} d\tau + \int_0^{\infty} R_{\varphi_d}(\tau) e^{i\Omega\tau} d\tau = S_{\varphi_p}(\Omega) + S_{\varphi_d}(\Omega). \quad (13.58)$$

Таким образом, и спектральная плотность выходной координаты определяется суммированием спектральных плотностей выходной координаты по каждой из входных координат.

В соответствии с формулой (13.54)

$$\left. \begin{aligned} S_{\varphi_p}(\Omega) &= A_{F_p}^2(\Omega) S_{\alpha_p}(\Omega); \\ S_{\varphi_d}(\Omega) &= A_{F_d}^2(\Omega) S_{\alpha_d}(\Omega), \end{aligned} \right\} \quad (13.59)$$

поэтому

$$S_{\varphi}(\Omega) = A_{F_p}^2(\Omega) S_{\alpha_p}(\Omega) + A_{F_d}^2(\Omega) S_{\alpha_d}(\Omega). \quad (13.60)$$

Пользуясь этими соотношениями, можно получить достаточно полное представление о случайном переходном процессе САР, находящейся под воздействием случайных возмущений.

СИСТЕМЫ И ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИЗАЦИИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 14.1. СТЕПЕНЬ АВТОМАТИЗАЦИИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

По мере увеличения мощности и частоты вращения двигателей, усложнения конструкций (включение в конструкции турбокомпрессоров, приводных нагнетателей, холодильников и т. п.) все более актуальными становились задачи согласования характеристик отдельных элементов двигателя в процессе работы, выбора или смены режимов, обеспечения наименьшего расхода топлива, защиты как двигателя от повреждений, так и обслуживающего персонала от вредных воздействий и т. д. В современных условиях реализация этих задач непосредственно обслуживающим персоналом оказывается практически невозможной, так как требует, с одной стороны, увеличения этого персонала, а с другой — его работы в неблагоприятных условиях. В связи с этим возникла объективная необходимость автоматизации операций управления и обслуживания работы двигателя в процессе эксплуатации.

Автоматизация подразделяется на частичную и полную, или комплексную. ГОСТ 14228—80 предусматривает четыре степени автоматизации двигателей, причем первые три из них относятся к числу частичных, а последняя — к полной.

При *первой степени автоматизации* двигатель оборудуется автоматическими регуляторами частоты вращения коленчатого вала, температуры охлаждающей воды и масла в смазочной системе, а также автоматической системой защиты и аварийно-предупредительной сигнализацией. Такие установки должны работать без обслуживания не менее четырех часов.

При *второй степени автоматизации* дополнительно предусматриваются автоматические пуск и остановка двигателя, дистанционное автоматизированное управление и в случае необходимости возможность параллельной работы двигателей. Время работы без вмешательства обслуживающего персонала должно составлять не менее 24 ч.

Дистанционными системами управления оборудован, например, главный судовой двигатель Г-74 (64РПН36/45) и дизель 58Д-Р (16ДПН 23/2×30), тепловозные дизель-генератор 2-9ДГ с дизелем 164Н 26/26, дизель 3А-6Д49 (84Н 26/26), а также дизель-генератор промышленного назначения 4-26ДГ с дизелем 4-2Д49



Рис. 14.1. Структура системы комплексной автоматизации главного судового двигателя

(124Н 26/26) и дизель М 611У/4Б (124Н 18/20) в составе автоматической дизельной электростанции.

Третья степень автоматизации охватывает все операции автоматизированного обслуживания двигателя, соответствующие второй степени, и дополнительно предусматривает автоматизированное пополнение топливных, масляных и водяных цистерн в количествах, необходимых для работы установки, а также подачу воздуха в пусковые баллоны. Подлежит автоматизации и обслуживание вспомогательных агрегатов, например компрессоров.

Время работы такой установки без вмешательства обслуживающего персонала при мощности установки более 110 кВт должно быть не менее 150 ч.

Четвертая степень автоматизации (рис. 14.1) предусматривает включение автоматизированного двигателя в состав комплексно-автоматизированной теплоэнергетической установки с учетом всех вспомогательных агрегатов, управление которой и контроль за работой осуществляются автоматически из единого центра управляющей машиной.

В СССР многие установки с дизелями выпускаются автоматизированными. Так, первую степень автоматизации имеет дизель-генератор промышленного назначения АСДА-200 с дизелем 1Д12В-300К (12Ч 15/18), главный судовый двигатель К-166 М1-2 (6Ч СПН 12/14). В зависимости от требований заказчика с первой или второй степенью автоматизации выпускаются дизель-генераторы ДГРА 500/500 или ДГРА 320/500 с дизелем 6ЧН 25/34-3, а также ДГРА 150/750 с дизелем 6ЧН 18/22. Вторую степень автоматизации имеет тепловозный дизель-генератор 14ДГУ-2 с дизелем 12ДН 23/30. С третьей степенью автоматизации

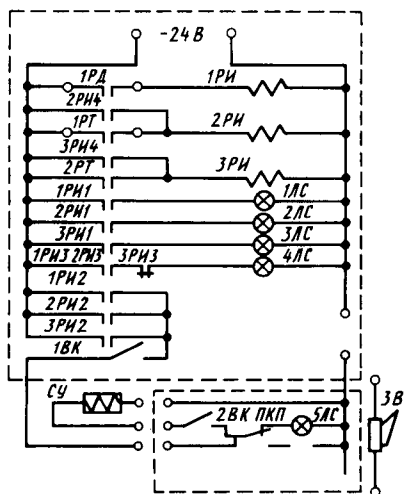


Рис. 14.2. Типовая принципиальная схема первой степени автоматизации дизель-генераторов стационарного типа

выпускается дизель-редукторная установка ДРА-600 с дизелем 6Ч СПН 18/22 и АС-500 БАМ с дизелем М6114/4Б (12ЧН 18/20).

При создании системы комплексной автоматизации большое значение имеет учет взаимного влияния отдельных групп управления, внешних условий и обеспечение в связи с этим системы блокировок. Решению этих задач помогает предварительная разработка ряда схем системы автоматизации, раскрывающих это взаимодействие. К числу таких схем можно отнести функциональные схемы (см. рис. 1.2), содержащие набор элементов, блоков, устройств, необходимых для формирования системы авто-

матизации, и иллюстрирующие связи между этими элементами.

Логические схемы раскрывают алгоритм (последовательность) функционирования, который должны реализовать отдельные автономные блоки и сама система в целом. Электрические, логические схемы систем автоматизации составляются с использованием условных обозначений. Так, например, на рис. 14.2 показана типовая логическая схема первой степени автоматизации дизель-генераторов стационарного типа [7], включающая аварийно-предупредительную сигнализацию и защиту по давлению масла (1РД), перегреву воды (1РТ) и масла (2РТ). Если хотя бы один из названных параметров превысит допустимое значение, сработает соответствующее реле, сигнал поступит к исполнительным реле (1РИ; 2РИ; 3РИ). Если затем замкнутся контакты 1РИ1—3РИ1, то вспыхнут красные лампы 1ЛС—4ЛС, сигнализирующие об аварийной ситуации, контактами 1РИ2—3РИ2 включатся стоп-устройство СУ и звуковой сигнал 3В. Одновременно контакты 1РИ3—3РИ3 размыкают цепь зеленых ламп. В рабочем состоянии двигателя горит одна зеленая лампа, которая гаснет при включении одной или нескольких красных ламп. Контакты 2РИ4 и 3РИ4 блокируют схему при появлении красного сигнала, поэтому он сохраняется до возвращения системы в рабочее состояние обслуживающим персоналом. Переключателем ПКП может быть выключен звуковой сигнал. При этом загорается лампочка 5ЛС. Выключателем 2ВК отключается защита. Такие предварительно составленные схемы существенно облегчают монтаж системы и контроль за ее функционированием.

§ 14.2. ДИСКРЕТНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

В подсистемах автоматического регулирования отдельных параметров двигателя используются автоматические регуляторы, как правило, непрерывного действия (см. рис. 1.3, а, б), в то время как в других подсистемах автоматизации получили преимущественное применение дискретные элементы, передающие сигналы прерывисто, импульсами определенного вида, как это показано на рис. 1.3, в—е.

Функциональные схемы дискретной системы автоматизации (см., например, рис. 1.2, д) включают автоматизируемый объект 4, измерительное устройство 1 (датчик или задатчик значения определенного параметра двигателя, например ω_r), исполнительное устройство 3, связанное органом управления с объектом 4, устройство 2 передачи и обработки (преобразования) сигналов датчика. Измерительное 1 и исполнительное 3 устройства устанавливаются непосредственно на двигателе 4. Устройства 2 передачи и обработки информации обеспечивают связь измерительных устройств с исполнительными и функционирование последних в соответствии с заданным алгоритмом.

Под *алгоритмом управления* понимается совокупность последовательных операций, в результате которых должен быть получен желаемый результат. Последовательность операций и сами операции осуществляются на основе определенных правил (инструкций по эксплуатации), определяемых конструкцией элемента 4 системы, а также поставленной целью. Решение каждой частичной задачи (пуск, остановка, блокировка и т. п.) обеспечивается собственным алгоритмом.

Алгоритмы подразделяются на простые и сложные. Под *простыми* подразумеваются такие, которые определяют последовательность операций в подсистемах контроля, блокировки и защиты. Они сводятся к выполнению команд «Да—Нет» (например, кран закрыть или открыть). К *сложным* относятся алгоритмы, например пуска двигателя, предусматривающие совокупность многих операций предпусковых и самого пуска.

При разработке алгоритма решения любой задачи автоматизации всегда необходимо стремиться к максимальной его простоте, минимуму операций, обеспечивающих выполнение поставленной задачи и надежность функционирования.

§ 14.3. ДАТЧИКИ

Основу измерительных блоков дискретных систем автоматизации составляют датчики различных параметров, характеризующих работу двигателя и вспомогательных агрегатов.

В состав датчиков входят чувствительные элементы, воспринимающие изменения измеряемого параметра, и преобразователи, осуществляющие преобразование этих изменений в выходной

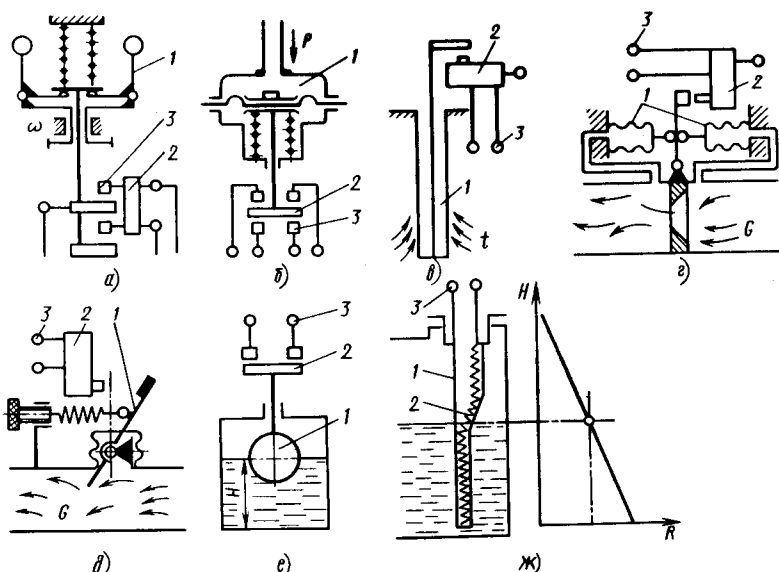


Рис. 14.3. Принципиальные схемы контактных датчиков:

a — частоты вращения; *б* — давления; *в* — температуры; *г, д* — расхода; *е, ж* — уровня; *1* — чувствительный элемент; *2* — переключатель; *3* — выводные контакты

сигнал, например, электрический (изменение напряжения, силы тока, сопротивления и т. п.). Выходной сигнал передается затем по каналу связи и воспринимается исполнительным устройством. Датчики подразделяются на контактные и бесконтактные.

В качестве *датчика частоты вращения* контактного типа может служить чувствительный элемент *1* (рис. 14.3, *a*), если его муфту связать с переключателем *2*. При превышении максимально допустимой частоты вращения замкнется верхний контакт *3* и зажжется предупредительное световое табло (сигнализация). Если частота вращения продолжает увеличиваться, то замыкается нижний контакт *3*, в результате чего выключится подача воздуха или топлива (защита).

В *датчике давления* (рис. 14.3, *б*) при уменьшении давления до установленного нижнего предела замкнутся верхние контакты, в результате чего появится импульс, вызывающий, например, пополнение баллона воздухом. В результате увеличения давления контакты разомкнутся и компрессор остановится. Нижние контакты могут быть использованы для перепуска воздуха, если его давление превысило верхний допустимый уровень.

В *датчике температуры* (рис. 14.3, *в*) чувствительным элементом *1* является dilatometer, представляющий собой стакан, выполненный из материала с большим коэффициентом линейного расширения. У центрального стержня dilatometer этот коэффициент значительно меньше, поэтому при превышении темпера-

туры сверх определенного уровня замыкается одна цепь (сигнализации), а при дальнейшем увеличении — другая цепь (защита). Датчик температуры дистанционного действия с термобаллоном 5 показан на рис. 6.7, г.

В датчиках расхода (рис. 14.3, г, д) чувствительный элемент 1 измеряет перепад давления в потоке, вызывающий деформацию сильфонов 1 (рис. 14.3, г) или отклонение лопатки 1 (рис. 14.3, д) от вертикального положения. Исчезновение потока приводит лопатку в вертикальное положение, при котором замыкается контакт 2. Изменением предварительной деформации пружины можно осуществлять настройку датчика.

Датчики уровня H жидкости могут быть поплавкового типа (рис. 14.3, е) или типа «Метратейп» (рис. 14.3, ж), состоящего из спирали 2, выполняющей роль переключателя, проводящей полоски 1 и изолирующего чехла, выполняющего роль диафрагмы. Жидкость, воздействуя на диафрагму, прогибает ее, спираль на этом уровне соприкасается с полоской 1 и таким образом изменяет сопротивление датчика, уменьшая его по мере подъема уровня H жидкости, как это показано на графике.

Все рассмотренные датчики относятся к числу **контактных**. Такие датчики достаточно просты в конструктивном отношении, легко настраиваются, но менее надежны в работе в связи с возможным загрязнением контактов с течением времени и даже их подгоранием. Чтобы уменьшить эти нежелательные последствия в контактных датчиках, часто используются микровыключатели (рис. 14.4). Основу такого микровыключателя составляет трехперая пружина, длинное перо 4 которой зажато в левой опоре — контакте 2, а короткие перья 5 опираются на уступ и в изогнутом положении создают момент отжатия контакта 3 в нижнее положение. Шток 1 связан с чувствительным элементом. При его подъеме длинное перо 4 прогибается, в результате чего при определенном уровне подъема знак момента изменяется, и контакт 3 мгновенно перемещается вверх (переключение). Такие микровыключатели компактны, не требуют большой силы тока (работают при $i = 15 \div 20$ А) и обеспечивают переключение всегда при одном и том же положении штока 1.

Контакты датчиков работают тем надежнее, чем меньше сила тока, проходящего через них при замыкании. Уменьшение силы тока в первичной цепи датчика приводит к необходимости применять в дополнение к датчику усилительные элементы в виде, например, трансформатора, электромагнитного реле и др. Элек-

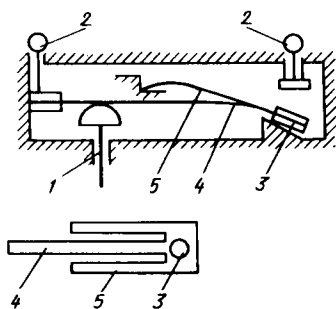


Рис. 14.4. Микровыключатель

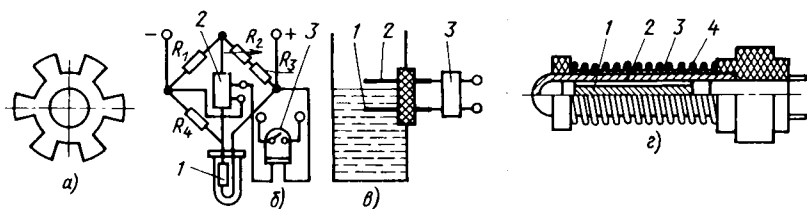


Рис. 14.5. Бесконтактные датчики:

а — наводящий диск датчика частоты вращения (см. рис. 6.6); *б* — датчик температуры (*1* — термистор; *2* — электронный блок; *3* — выходное реле); *в* — датчик уровня с замыканием через жидкость (*1*, *2* — штыри чувствительного элемента; *3* — переключатель); *г* — датчик точки росы (*1* — термометр; *2* — защитный слой; *3* — чулочек из стекловолокна; *4* — платиновая проволока)

тромагнитное реле представляет собой магнитную катушку, к которой подводится ток первичной цепи датчика. Изменение силы тока первичной цепи приводит к деформации пружины и притягиванию якоря, замыкающего контакты вторичной цепи.

Недостатки контактных датчиков привели к созданию **бесконтактных** датчиков. В качестве такого бесконтактного датчика частоты вращения можно использовать электронный блок, показанный на рис. 6.6, если в качестве источника импульсов 7 использовать наводящий диск (рис. 14.5, *а*) с зубьями. При вращении диска ждущий мультивibrator 6 (см. рис. 6.6) формирует импульсы напряжения u_c , а электромагнит 4 может быть использован в качестве исполнительного элемента системы. На рис. 14.5, *б* показана схема бесконтактного датчика температуры, чувствительным элементом *1* которого является термистор (терморезистор). В зависимости от температуры среды изменяется электрическое сопротивление термистора, являющегося плечом моста постоянного тока. В диагональ моста включен электронный блок 2. При изменении температуры появляется диагональный ток, преобразуемый электронным блоком 2 в скачок напряжений на выходной клемме, в результате чего срабатывает выходное реле 3. Настройка датчика осуществляется изменением сопротивления R_2 резистора. Бесконтактным является также датчик температуры, чувствительный элемент которого показан на рис. 6.7, *в*, а датчики давления бесконтактного типа показаны на рис. 6.7, *а*.

Сигнализация, защита или долив резервуара могут быть осуществлены с помощью бесконтактного датчика уровня жидкости путем замыкания цепи электрического тока через жидкость (рис. 14.5, *в*).

Ресурс работы лопаточных машин и в том числе турбокомпрессоров заметно увеличивается, если в процессе эксплуатации в рабочем теле отсутствует конденсированная фаза, появление которой определяется точкой росы. В связи с этим при автоматизации работы дизелей с турбонаддувом часто принимают специальные меры по обеспечению поддержания в ненасыщенном состоя-

нии паров воды, содержащихся во всасываемом и затем сжатом в компрессоре воздухе. Обеспечивается это путем установки в системе подачи воздуха специальных датчиков влажности воздуха, регламентирующих интенсивность работы воздушных холодильников.

Уровень влажности воздуха может быть определен психрометрическим способом (измерением одной и той же температуры двумя термометрами — сухим и мокрым, с помощью деформационных гигрометров, характеризующих влажность по деформации гигроскопических тел), а также посредством электролитических подогревных датчиков влажности. Такой датчик (рис. 14.5, а) состоит из термометра сопротивления 1, закрытого защитным слоем в виде стеклянной трубки 2. Трубка покрывается слоем стекловолокна 3, пропитанного раствором хлористого лития.

Поверх стекловолокна намотана платиновая проволока 4, выполняющая роль электродов в электролите. К платиновой проволоке подводится низкое напряжение переменного тока, в связи с чем через раствор хлористого лития, которым пропитан слой стекловолокна, протекает переменный ток, вызывающий повышение температуры датчика. В результате испарения влаги с поверхности стекловолокна концентрация раствора повышается, и сопротивление прохождению тока увеличивается. Сила тока, проходящего через электролит, устанавливается такой, что мощность, выделяемая в цепи подогрева, обеспечивает установление температуры датчика, равной температуре гигрометрического равновесия, т. е. оказывается пропорциональной абсолютной влажности воздуха.

При увеличении влажности воздуха, окружающего датчик, температура датчика оказывается ниже температуры равновесного состояния. Поэтому количество влаги в растворе увеличивается, концентрация раствора уменьшается, а сила тока подогрева увеличивается. Это приводит к увеличению температуры датчика и установлению нового равновесного состояния. Уменьшение влажности воздуха приводит, наоборот, к уменьшению температуры датчика. Таким образом, ток, проходящий через платиновую проволоку, создает следящую систему, автоматически устанавливающую температуру термометра в соответствии с температурой точки росы воздуха. Следовательно, сила тока подогрева и температура датчика дают возможность судить о влажности воздуха.

В мощных дизельных установках нередко используется топливо, имеющее повышенную вязкость в холодном состоянии. Поэтому перед подачей такого топлива к топливному насосу высокого давления его предварительно приходится подогревать. Степень подогрева, осуществляемого паром, автоматически поддерживается на определенном уровне системой регулирования вязкости топлива (рис. 14.6), основу которой составляют чувствительный элемент вязкости 8 и датчик 13. В соответствии

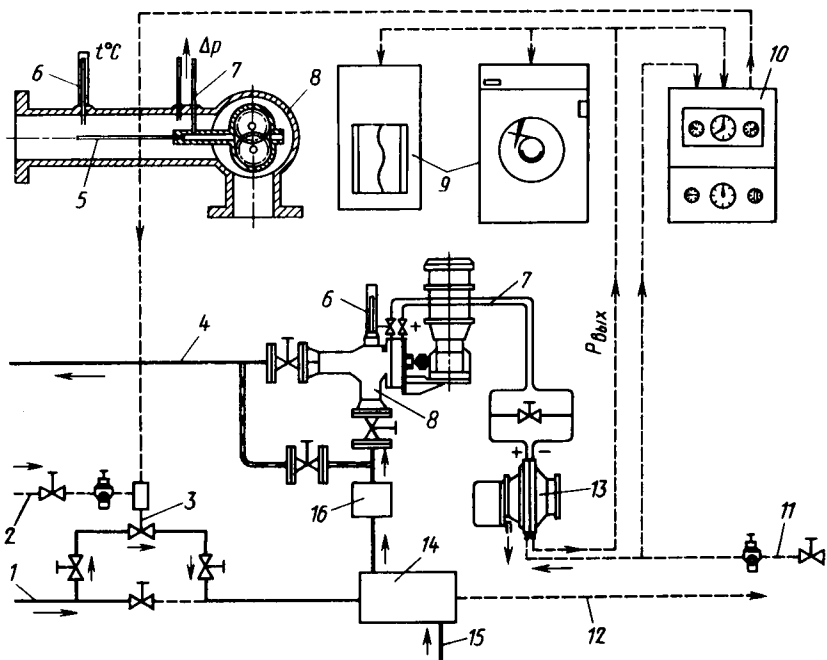


Рис. 14.6. Схема регулирования вязкости топлива:

1 — канал подачи пара; 2, 11 — канал подачи воздуха; 3 — клапан; 4 — подача топлива к топливному насосу; 5 — капилляр; 6 — термометр; 7 — канал подвода к датчику перепада давления; 8 — чувствительный элемент вязкости топлива; 9 — самописцы; 10 — станция управления; 12 — сброс конденсата; 13 — датчик перепада давления; 14 — топливоподогреватель; 15 — вход топлива; 16 — топливный фильтр

с формулой Пуазейля для ньютоновских жидкостей $\eta_d = \pi r^4 \Delta p / (8 V l)$, где r — радиус капилляра 5; Δp — гидравлическое сопротивление капилляра; V — объемный расход жидкости через капилляр, создаваемый в чувствительном элементе шестеренным насосом, частота вращения зубчатых колес которого сохраняется постоянной; l — длина капилляра. Так как $r = \text{const}$; $l = \text{const}$ и $V = \text{const}$, то $\eta_d = k \Delta p$. Изменение вязкости η_d приводит к изменению перепада давления Δp , воспринимаемого датчиком 13, принцип действия которого аналогичен принципу действия датчика расхода (см. рис. 14.3, а). Станция управления 10 по сигналу от датчика 13 клапаном 3 изменяет подачу пара по каналу 1 в топливоподогреватель 14, через который проходит топливо, подаваемое по каналу 4 к топливному насосу высокого давления. В результате изменяется подогрев топлива паром, и значение вязкости восстанавливается.

В системах автоматизации работы двигателей внутреннего сгорания необходимы устройства, обеспечивающие после предыдущей операции заданную выдержку времени перед последующей операцией. Такие устройства, называемые *реле времени*,

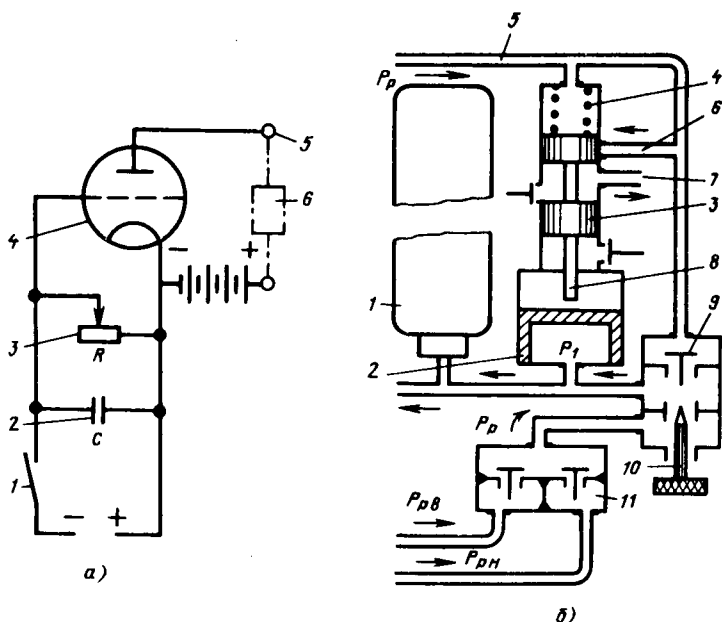


Рис. 14.7. Реле времени:

a — электронное (1 — контакт; 2 — конденсатор; 3 — резистор; 4 — лампа; 5 — контакт связи с реле; 6 — реле); *б* — пневматическое (1 — баллон; 2 — поршень; 3 — золотник; 4 — пружина; 5, 6 — каналы подвода рабочего давления; 7 — канал сброса давления; 8 — шток; 9 — клапан; 10 — дроссель; 11 — клапанная коробка)

используются, например, для отключения системы пуска двигателя если он не запускался в течение определенного интервала времени после подачи команды «Пуск», или для остановки автономных масляных насосов, если давление в смазочной системе в течение определенного интервала времени не поднялось до данного уровня и т. д.

Для автоматизации работы двигателей используются электро-механические, электропневматические, пневмомеханические, электрические и другие реле времени.

Принцип действия реле времени можно проиллюстрировать на примере *электронного реле* (рис. 14.7, *a*). Лампа оказывается запертой при определенном отрицательном потенциале на сетке при замкнутом контакте 1. Если же контакт 1 разомкнуть, то конденсатор 2 начнет разряжаться через резистор 3, в результате чего отрицательное напряжение сеточного смещения постепенно уменьшается, а анодный ток увеличивается и через некоторый интервал времени достигнет значения, достаточного для срабатывания реле 6. Интервал времени до срабатывания реле 6 может настраиваться путем изменения сопротивления R резистора. Действительно, в результате размыкания контакта 1 напряжение сеточного смещения изменяется экспоненциально так, что $u =$

$= u_0 e^{-t/T}$, где u_0 — начальное напряжение смещения; $T = cR$ — время контура. В момент t_b срабатывания реле 6 напряжение достигнет уровня $u_b = u_0 e^{-t_b/T}$, откуда $t_b = cR \ln(u_0/u_b)$. Таким образом, интервал времени t_b можно задавать путем изменения R .

Пневматические реле времени (рис. 14.7, б), обеспечивают задержку в передаче командного сигнала, равную времени заполнения воздухом объема баллона 1. Интервал задержки устанавливается дросселем 10. Рабочее давление p_p сжатого воздуха, поступающего по каналу 5, постоянно воздействует на верхнюю часть золотника 3 и на клапан 9, удерживаемый в закрытом состоянии. Командный импульс подается к клапанной коробке 11 при давлении воздуха $p_{pv} = p_p$ (в судовой автоматике соответствует команде «Вперед») или $p_{pn} = p_p$ («Назад»). В результате этого воздух, проходя через сечение с дросселем 10, заполняет баллон 1. Под поршнем 2 при этом поднимается давление и при $p = p_1$ поршень 2 соприкоснется со штоком 8 и сместит золотник 3 вверх, соединив каналы 6 и 7. Этот момент соответствует моменту срабатывания реле, командный импульс поступит в канал 7 связи с исполнительным органом.

Время задержки командного импульса определяется отношением

$$t_a = G/G_c,$$

где G — масса воздуха в баллоне 1 при температуре T_1 и давлении p_1 ; G_c — секундный массовый расход воздуха через сечение у дросселя 10.

Время задержки t_a не будет зависеть от рабочего давления p_p при условии $G_c = \text{const}$, что обеспечивается при надкритическом истечении. В соответствии с характеристическим уравнением термодинамики

$$G = p_1 V_0 / (RT_1),$$

где V_0 — объем баллона; p_1 — избыточное давление, при котором поднимется золотник 3. Это давление определяется условием статического равновесия

$$p_1 f_{\Pi} = p_p f_3 + R_{\text{пр}},$$

где f_{Π} и f_3 — площади соответственно поршня 2 и золотника 3, а $R_{\text{пр}}$ — усилие пружины 4. Если пренебречь незначительным усилием пружины 4 ($R_{\text{пр}} \ll p_p f_3$), то $p_1/p_p = f_3/f_{\Pi}$.

Таким образом, для обеспечения надкритического истечения при конструировании датчика необходимо предусмотреть такое соотношение площадей поршня 2 и золотника 3, чтобы выполнялось условие $f_3/f_{\Pi} = 0,528$. Так как в этом случае

$$G_c = \mu f \sqrt{k [2/(k+1)]^{\frac{k+1}{k-1}}} p_p / \sqrt{RT_p},$$

то время задержки без учета усилия пружины 4 определится отношением

$$t_3 = V_6 (f_3/f_{\text{ш}}) \sqrt{T_p R} / \left(\mu f T_1 \sqrt{k [2/(k+1)]^{(k+1)/(k-1)}} \right),$$

значение которого может устанавливаться в пределах от 5 до 70 с путем выбора положения иглы 10, т. е. изменения площади f . На рис. 6.7, 14.3, 14.5—14.7 приведены лишь примеры схем некоторых датчиков и реле. В действительности по конструктивному исполнению и принципу действия датчики и реле весьма разнообразны и поэтому могут быть подобраны в состав систем автоматизации в зависимости от удобств размещения на двигателе, связи с исполнительными устройствами и наличием рабочего тела, осуществляющего эти связи.

§ 14.4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

В системах автоматизации работы двигателей используются двухпозиционные и многопозиционные исполнительные устройства.

Двухпозиционные имеют два рабочих положения, одно из которых соответствует команде «Включено», другое — «Выключено». К числу таких исполнительных устройств относятся различные клапаны, имеющие электрический, пневматический или гидравлический привод (например, пусковые клапаны при воздушном пуске, клапаны слива жидкости, прохода жидкости и т. д.). Двухпозиционными являются также контакторы при стартерном пуске и различные стоп-устройства, входящие в подсистемы автоматизированной защиты. В качестве такого стоп-устройства можно представить сердечник электромагнита, удерживаемый защелкой во втянутом состоянии. При замыкании второго контакта датчиком (см. рис. 14.3, а) защелка специальным электромагнитом снимается, и сердечник электромагнита стоп-устройства смещает рейку топливного насоса в сторону выключения подачи топлива. Аналогично действует автомат безопасности, показанный на рис. 3.11.

В пневматическом трехпозиционном исполнительном устройстве (рис. 14.8) в зависимости от положения крана 1 каждый из поршней 2 занимает верхнее или нижнее положение, определяющее значение выходной координаты — положение штока 3 (в положении «а» подняты оба поршня, в положении «б» — правый опущен, левый поднят, в положении «в» — наоборот).

Многопозиционные исполнительные устройства (например, 23 на рис. 4.6) используются для управления частотой вращения коленчатого вала. С этой целью они воздействуют на пружину 25 регулятора, перемещая золотник 27 и поршень 17, изменяя таким образом предварительную деформацию пружины 25 регулятора.

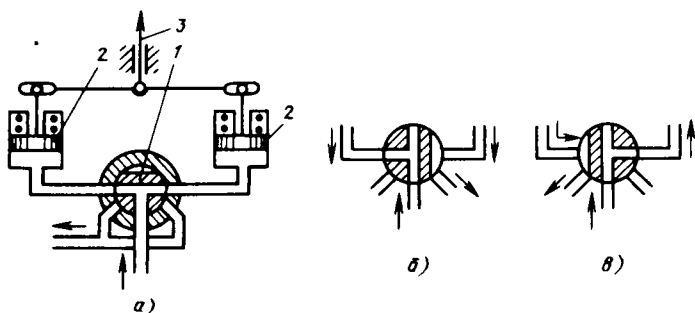


Рис. 14.8. Трехпозиционное исполнительное устройство при различных положениях клапана (а, б, в):

1 — клапан; 2 — поршень; 3 — шток

Пневматические и гидравлические исполнительные устройства имеют достаточно простую конструкцию и при ограниченных габаритных размерах развивают большие перестановочные усилия. Электрические исполнительные устройства более удобны при электрической системе связи между элементами.

§ 14.5. УСТРОЙСТВА СВЯЗИ

Пост управления (задатчик или датчик) и исполнительное устройство в системах автоматизации работы двигателей часто удалены друг от друга на значительные расстояния и тогда такие связи между ними называются *дистанционными*.

Через такие устройства связи передаются управляющие команды. Простейшими устройствами связи являются *двухпозиционные*, обеспечивающие два крайних положения управляющего органа (например, «Закрыть» или «Открыть» клапан и т. п.). Более сложными являются *пропорционально-позиционные устройства* связи, обеспечивающие более точное пропорциональное воспроизведение команды. В таких связях каждому положению управляющего устройства должны соответствовать одно или несколько (в соответствии с алгоритмом) определенных положений исполнительного устройства.

Например, при наличии на судовом двигателе предельного автоматического регулятора частоты вращения частичная скоростная характеристика двигателя выбирается перемещением в заданное положение реек топливных насосов; при всережимном регулировании выбор регуляторной характеристики осуществляется изменением предварительной деформации пружин автоматического регулятора частоты вращения. Такие связи называются *следающими*.

Дистанционные устройства связи могут быть неавтоматизированными и автоматизированными. В первом случае команда

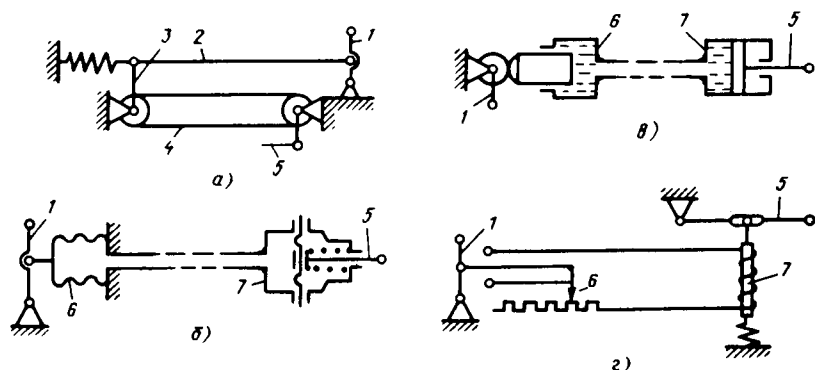


Рис. 14.9. Устройства связи:

а — механическое; *б* — пневматическое; *в* — гидравлическое; *г* — электрическое; 1, 3 — рычаг; 2 — тросик; 4 — цепь; 5 — шток связи с исполнительным органом; 6 — задатчик; 7 — приемник

задатчика или датчика передается исполнительному устройству (без усиления или с усилением) в виде, определяемом самой командой («Открыть», «Заккрыть», «Переместить» и т. п.). При таких связях каждая единичная операция исполнительного устройства определяется соответствующей единичной командой управляющего устройства (задатчика, датчика).

Дистанционные автоматизированные устройства связи (ДАУ) обеспечивают возможность выполнения исполнительными устройствами ряда технологических операций, соответствующих единичной командной операции управляющего устройства. В связи с этим в структуру таких связей включаются различные логические блоки, автоматически устанавливающие возможность осуществления последующей операции исполнительного устройства после завершения им предыдущей операции, предусмотренной алгоритмом. При такой работе система связи должна включать стабилизирующие элементы в виде обратных связей, как это условно показано на рис. 1.2, д.

Устройства дистанционной связи могут быть механическими, электрическими, пневматическими, гидравлическими или смешанными.

Механические дистанционные связи (рис. 14.9, а), осуществляемые с помощью цепей, рычагов 1, 3, тросиков 2, тяг и т. п., могут использоваться для расстояний, не превышающих 20 м. Такие связи просты в конструктивном отношении, но массивны, подвергаются изнашиванию и требуют больших усилий на рычаге управления 1.

Пневматические дистанционные связи (рис. 14.9, б) в режиме следящих систем используются для расстояний 100—200 м, а в режиме релейных систем — до 300 м. Такие связи применяют в тех случаях, когда энергетическая установка имеет запас сжа-

того воздуха, который можно пополнить, так как выполнение команд связано с выпуском части сжатого воздуха (на рис. 14.9, б не показано) и заполнением каналов связи свежим сжатым воздухом. Рабочее давление воздуха должно поддерживаться на уровне 0,6—0,8 МПа. Увеличение давления воздуха выше этого значения приводит к необходимости применения более прочных трубопроводов, повышенного качества монтажа стыков. Компрессор, осуществляющий подачу воздуха в баллоны, включается в работу периодически по сигналу от датчика давления при достижении минимально допустимого уровня давления в баллоне и отключается при достижении максимально допустимого уровня давления.

Элементы устройств пневматических связей достаточно просты в конструктивном отношении и надежны в эксплуатации. Однако процессы заполнения и стравливания воздуха приводят к запаздыванию передачи команд на 6—8 с при расстоянии до 100 м и более 30 с при расстоянии 300 м, что является существенным недостатком таких систем связи и должно учитываться при их создании.

Гидравлические дистанционные связи (рис. 14.9, в) обычно используются для расстояний около 50 м, но могут применяться и при больших расстояниях. Из-за малой сжимаемости жидкости передача команд происходит достаточно быстро, а исполнительные устройства (см. рис. 4.2) просты и компактны. Недостатком таких устройств связи является трудность обеспечения их герметичности и возможность гидравлических ударов при быстром срабатывании исполнительного устройства. По этим причинам каналы гидравлических связей должны быть достаточно прочными и находиться под постоянным контролем.

Преимуществом электрических связей (рис. 14.9, г) является неограниченность радиуса действия, экономичность в расходовании энергии при выполнении команд и практически мгновенное их исполнение.

Анализ положительных качеств различных систем связи и исполнительных устройств показывает, что при определенных условиях целесообразно использовать *смешанные системы*, например, пневмоэлектрические или гидроэлектрические. Пневмоэлектрические системы применяют, например, при создании дистанционных автоматизированных систем управления судовыми энергетическими установками, причем дистанционные связи выполняются электрическими, а реализация операций на двигателе осуществляется пневматическими устройствами.

§ 14.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПУСКА И ОСТАНОВКИ

Подготовка двигателя к пуску. Пуск двигателя является одним из наиболее важных процессов, автоматизация которых должна обеспечить строгую последовательность операций, преду-

смотренных алгоритмом. Осуществляется пуск по команде обслуживающего персонала с поста управления или автоматически (аварийный пуск) в результате импульса от реле, контролирующего параметры вырабатываемой энергии, например, при падении напряжения тока, вырабатываемого дизель-генератором.

Пуски подразделяются на «горячие» и «холодные». При горячем пуске двигатель постоянно поддерживается в таком тепловом состоянии, которое обеспечивает быстрый прием нагрузки, что требуется, например, от резервных двигателей различных энергетических установок.

Поддерживать двигатель в горячем состоянии можно путем периодических пусков самого автоматизируемого двигателя или подводом теплоты от внешних источников. Такими источниками могут быть горячая вода из системы охлаждения постоянно работающего двигателя или специально подогреваемая для этих целей, или подогретое масло, прокачиваемое через двигатель.

Подогрев может осуществляться специальными электрогрелками, работающими либо без циркуляции (устанавливаются в баках), либо с циркуляцией воды или масла через системы двигателя с помощью электронасосов. Управление работой электрогрелок и электронасосов предусматривается алгоритмом автоматизации пуска.

Таким образом, поддержание двигателя в горячем состоянии требует определенного расхода энергии и тем не менее подача энергии от посторонних источников является предпочтительной, так как периодические пуски самого двигателя приводят к повышенному изнашиванию его трущихся поверхностей.

Холодный пуск требует предварительного прогрева двигателя, соответствующей подготовки масляной (температура масла должна увеличиться до 35—40 °C) и топливной систем, поэтому время, необходимое для холодного пуска, в 3—4 раза больше времени горячего пуска.

Алгоритм предпусковых операций может предусматривать такую их последовательность: по сигналу с поста управления или от реле включаются циркуляционные насосы, подающие воду в резервуар, где расположены электрогрелки, и в систему охлаждения двигателя. Резервуар оборудован датчиком, который срабатывает в момент заполнения резервуара водой, в результате чего включаются электрогрелки. Если масло подогревается также электрогрелками, то последовательность предпусковых операций в масляной системе аналогична изложенной и осуществляется параллельно с подогревом воды.

Однако следует отметить, что наличие электрогрелок ускоряет выпадение в осадок различных присадок к маслу, что уменьшает его срок службы. В связи с этим вместо электронагрева масла целесообразно использовать его нагрев паром, если энергетическая установка обеспечивает эту возможность.

При автоматизации пуска двигателей небольшой мощности (до 30—45 кВт) предварительная прокачка масла алгоритмом пуска не предусматривается.

После достижения определенной температуры в водяной и масляной системах двигателя специальный датчик подает на пост управления сигнал «Двигатель прогрет» и открывает возможность последующих операций алгоритма пуска.

Пуск двигателя. Автоматизированный пуск двигателя осуществляется специальным пусковым реле, расположенным непосредственно на двигателе. Сигнал пуска может быть воспринят этим реле от датчика аварийного пуска, с местного поста управления или через дистанционную систему с центрального поста управления, чем обеспечивается выполнение команды пуска единой системой пуска независимо от источника команды.

Пуск двигателей небольшой мощности обычно осуществляют электростартером, двигателей большой мощности — сжатым воздухом.

При автоматизации процесса пуска орган управления автоматическим регулятором частоты вращения оборудуется специальным серводвигателем, обеспечивающим возможность изменения предварительной деформации пружин регулятора. Перед пуском регулятор настраивается на регуляторную характеристику с минимальной частотой вращения.

При электростартерном пуске [3] после поступления сигнала «Пуск» включается насос прокачки масла, затем в результате его работы срабатывает реле давления масла и подается сигнал на включение свечи накаливания. Реле времени выдерживает двигатель в таком состоянии определенный интервал времени, в течение которого образуется циркуляция масла в смазочной системе. После этого включается стартер. Если двигатель запустился и вышел на режим прогрева (холостой ход при минимальной предварительной деформации пружины регулятора, обеспечивающей работу двигателя по крайней левой регуляторной характеристике — точка *Б* на рис. 2.3), то система пуска и свеча накаливания отключаются по первому сигналу от датчика частоты вращения. К этому моменту времени приводятся в готовность системы автоматической остановки двигателя, контроля и защиты по частоте вращения коленчатого вала, по давлению масла и воды. Если пуск не состоялся, то через некоторый интервал времени (не более 15 с) вновь запускается стартер для второй попытки пуска.

Окончание режима самопрогрева двигателя контролируется температурным датчиком. Сигнал от него воспринимается серводвигателем регулятора частоты вращения, в результате чего орган управления регулятором перемещается в сторону увеличения предварительной деформации пружин, частота вращения увеличивается до значения, соответствующего предельной регуляторной характеристике (точка *Б₁* на рис. 2.3). Датчик частоты вращения

при этом подает второй сигнал, обеспечивающий подключение генератора (нагрузки) (точка *A* на рис. 2.3). Если двигатель должен работать параллельно с другими двигателями на общую сеть, то одновременно включается автосинхронизатор, обеспечивающий прием нагрузки и включение в параллельную работу. Специальное устройство сравнивает частоту генераторов с частотой сети [7]. Затем включается автомат генератора и регулятор напряжения, а регулятор частоты вращения настраивается на поддержание скоростных режимов, соответствующих предельной регуляторной характеристике.

При воздушном пуске двигателя импульс поступает от реле пуска *РП* (рис. 14.10), через контакт *РП2* включается маслопрокачивающий насос *1К*. Время прокачки определяется реле времени *1ПВ*. Как только давление в смазочной системе поднимается до заданного уровня, сработает электромагнитная защелка стоп-устройства *ЭСУ*, разрешающая пуск. Электромагнитный разрешающий клапан *ЭМК* откроет доступ в систему пуска двигателя воздуха из пусковых баллонов. Реле времени *1ПВ* ограничивает попытку пуска интервалом в 30 с. Если после этого пуск не состоялся, то реле *РЦ1* отключает пусковой воздух. Затем осуществляется вторая попытка пуска.

При наличии всережимного регулятора пуск проводится при минимальной деформации пружины регулятора, т. е. на крайней левой регуляторной характеристике 2 (точка *B* на рис. 2.3 или 3.20, б), что обеспечивается концевым выключателем *2КР*. После прогрева двигателя реле увеличения частоты вращения *РУВ* через соответствующий серводвигатель увеличивает частоту вращения до номинальной (точка *B₁* на рис. 2.3).

По второму импульсу датчика частоты вращения включается автомат генератора, регулятор напряжения и автосинхронизатор и осуществляется автоматический прием нагрузки (точка *A* на рис. 2.3, б).

В систему автоматизации пуска входят также подсистемы сигнализации, защиты, нормальной остановки с охлаждением на холостом ходу (с помощью температурного реле *4РТ*), слив воды (*8РТ*) через сливной клапан *ЭКС*.

Система автоматизированного пуска должна включать ряд блокировочных операций, исключающих появление аварийных ситуаций.

К числу таких блокировок относится обеспечение отключения системы пуска при выполнении предпусковых операций, предотвращение пуска при наличии запрещающего сигнала от одной из систем обслуживания. В судовых установках имеется система блокировки, запрещающая пуск двигателя при включенном валоповоротном устройстве и т. д. Таким образом, блокировочные операции должны не допускать появления взаимно исключающих команд или команд, выполнение которых может вызвать аварию.

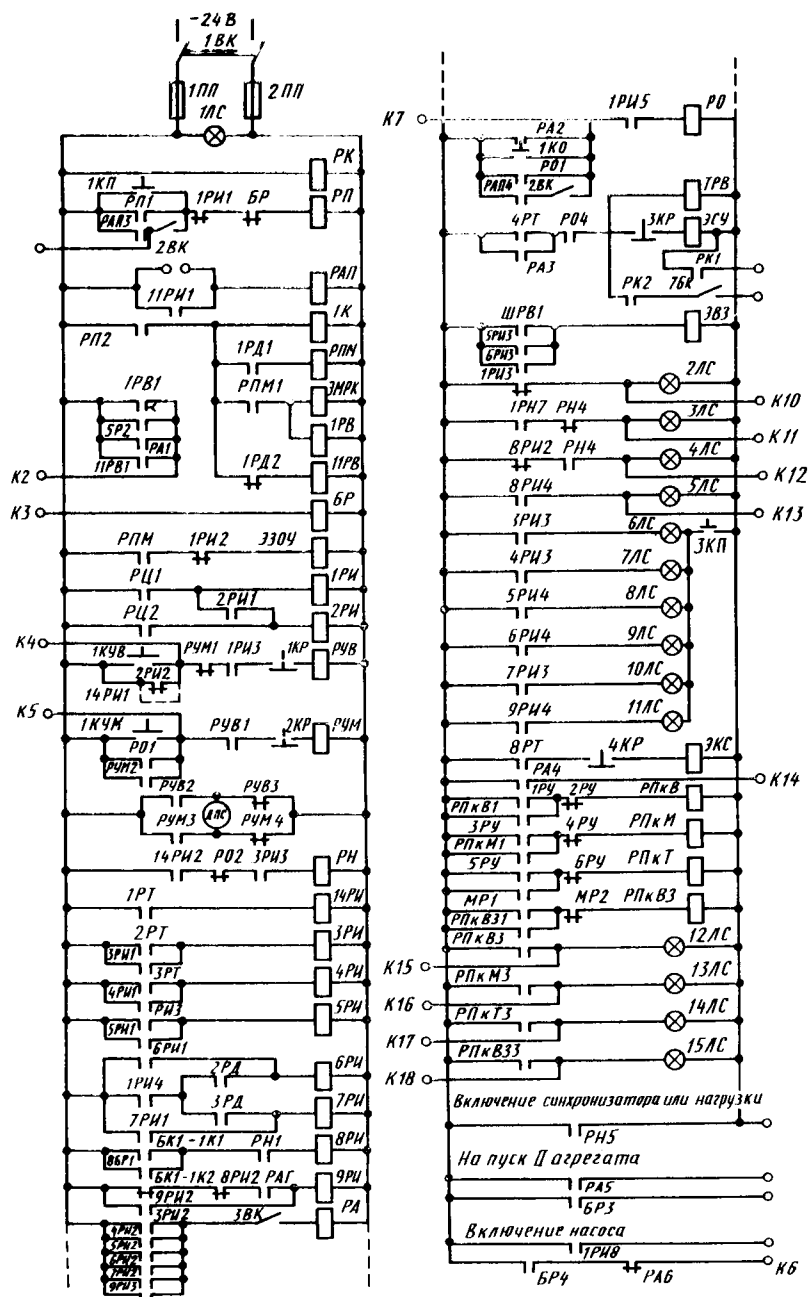


Рис. 14.10. Электрическая принципиальная схема второй и третьей степеней автоматизации дизель-генератора с воздушным пуском

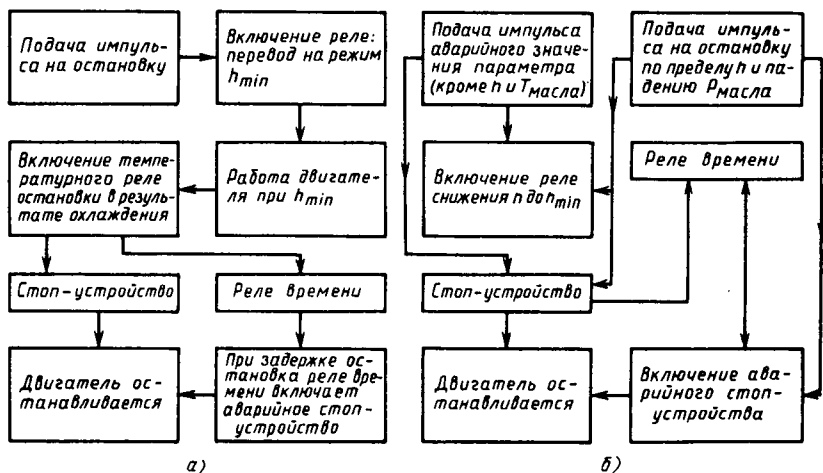


Рис. 14.11. Типовые схемы алгоритмов остановки двигателя:
а — нормальной; б — аварийной

Остановка двигателя. Остановка двигателя может осуществляться по сигналу с одного из постов управления или в случае аварийной ситуации. В связи с этим процесс остановки двигателя предусматривает наличие двух технологических алгоритмов [3]: алгоритма нормальной остановки (рис. 14.11, а) и алгоритма аварийной остановки (рис. 14.11, б). Алгоритм остановки может предусматривать также комплекс операций после остановочного обслуживания двигателя, связанный в основном с переводом двигателя в состояние готовности к последующему пуску.

При аварийной остановке двигателя (см. рис. 14.11, б) немедленно прекращается подача топлива или перекрывается впускной воздушный ресивер специальной заслонкой, связанной с аварийным стоп-устройством. При качественном перекрытии впускного коллектора (без подсоса) остановка двигателя происходит быстрее, чем при прекращении подачи топлива. В некоторых автоматизированных системах для остановки двигателя используют одновременно оба способа. Параллельно с экстренной остановкой выполняются все операции, входящие в алгоритм нормальной остановки двигателя.

Автоматизация процесса остановки всегда предусматривает возможность неавтоматической остановки, осуществляемой обслуживающим персоналом.

§ 14.7. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ, ЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ

Контроль за состоянием и защита двигателя. Состояние энергетической установки с двигателем внутреннего сгорания в процессе работы характеризуется рядом параметров, значения

которых измеряются соответствующими датчиками. Сигналы датчиков передаются показывающим приборам, сосредоточенным на пультах управления, и контролируются обслуживающим персоналом. Значения некоторых наиболее ответственных параметров периодически регистрируются пишущими машинками.

Сопоставление этих показаний со значениями параметров, соответствующих нормальной работе установки, дает возможность судить о ее состоянии и о тенденциях изменения.

Число параметров, значения которых необходимо измерять, часто оказывается слишком большим, затрудняющим размещение показывающих приборов на пульте управления. В связи с этим определяется лишь минимально необходимое число параметров, предназначенных для измерения, однако достаточное для правильной оценки состояния установки и предупреждения аварийной ситуации. Желательно также использовать при контроле обобщающие параметры, которые характеризуют несколько состояний контролируемой установки.

Во многих случаях на пульте управления вместо ряда приборов устанавливают один показывающий прибор с несколькими шкалами, определяющими значения различных параметров, выводимых на данный прибор. В этом случае датчики параметров (давления, температуры, частоты вращения) автоматически действующим переключателем периодически подключаются к показывающему прибору. На цифровом приборе показание подключенного датчика высвечивается в цифрах с указанием соответствующей размерности.

Информацию состояния установки обслуживающий персонал получает также с помощью световых табло и звуковых сигналов (звонок, сирена). Световой сигнал может быть обобщенным (например, включение зеленой лампы свидетельствует о нормальной работе установки в целом), т. е. без указания на какой-то конкретный параметр. При расшифровывающем сигнале световое табло указывает на соответствующий параметр, вызвавший этот сигнал. Такие световые табло часто группируются на мнемосхемах, расположенных на постах управления.

Звуковые сигналы являются только обобщенными.

Для характеристики значений параметров элементов установки, находящихся в нормальном состоянии, но в данный момент не работающих, используется обычно белый цвет светового сигнала без звукового сопровождения.

Сигнализация подразделяется на технологическую, предупредительную и аварийную. *Технологическая* сигнализация передает на пульт управления сведения, характеризующие состояние установки в процессе нормальной работы. На основе этих сигналов обслуживающий персонал следит за режимами работы установки, состоянием отдельных ее агрегатов, процессом подачи топлива, воздуха, воды и т. д.

Нормальное состояние агрегатов в процессе работы в системе технологической сигнализации обозначается зеленым световым сигналом, указывающим, что значение соответствующего параметра находится в допустимых пределах. Звуковой сигнал также не подается. Предельно допустимые значения параметров определяются заранее.

Предупредительная сигнализация включается в тех случаях, когда значения соответствующего параметра приближаются к предельно допустимому. Световой сигнал предупредительной сигнализации (обычно, желтого цвета) дополняется звуковым сигналом в виде звонка.

Аварийная сигнализация включается в тех случаях, когда в результате срабатывания предупредительной сигнализации меры не приняты, и параметр достиг своего предельно допустимого значения. Значение параметра, вызвавшего аварийную ситуацию, обязательно фиксируется записывающим прибором с одновременной подачей команды в систему аварийной защиты, предназначенной для остановки двигателя. Для оповещения обслуживающего персонала об аварийной ситуации в сигнализации используется обычно красный световой сигнал и звуковой сигнал ревном или сиреной.

На контроль с помощью показывающих приборов обычно выносятся частота вращения коленчатого вала, крутящий момент, температура масла на входе и на выходе из двигателя, температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя и отработавших газов перед турбокомпрессором, расход топлива, давление масла и воздуха, уровни в масляных ваннах и др.

На контроль с помощью сигнальных ламп выносятся минимально допустимое давление масла, максимально допустимая температура масла на выходе из двигателя, максимально допустимая частота вращения коленчатого вала, перегрузка двигателя, аварийное состояние, уровни масла и топлива в расходных баках, а также готовность двигателя к приему нагрузки, сведения о работе вспомогательных агрегатов и др.

К параметрам, включенным в систему аварийной защиты, относятся максимально допустимое значение частоты вращения коленчатого вала и минимально допустимое давление масла на входе в двигатель. Если указанные нормальные значения превосходятся, включается система аварийной защиты, приводящая к остановке двигателя. Одновременно включается система нормальной остановки двигателя с последовательным выполнением всех операций, предусмотренных технологическим алгоритмом нормальной остановки.

Системы защиты по указанным параметрам обычно не отключаются, но аварийная защита по давлению масла блокируется при пуске двигателя, а система защиты по частоте вращения коленчатого вала не должна срабатывать в результате заброса частоты вращения коленчатого вала, например при внезапных

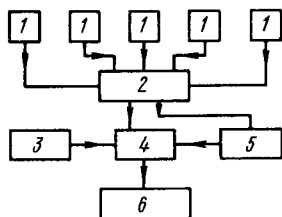


Рис. 14.12. Функциональная схема системы централизованного контроля

сбросах нагрузки, если эти забросы находятся в пределах, определяющих заданное качество процесса регулирования.

В некоторых системах защиты дополнительно предусматривается защита по ряду других параметров, к числу которых можно отнести перегрузку двигателя, давление охлаждающей воды, максимальную температуру масла и некоторые другие параметры, аварийные значения которых также вызывают остановку двигателя. Однако эта остановка осуществляется по нормальной схеме (см. рис. 14.10, а), так как превышение предельных значений этих параметров не может привести к немедленной аварии.

Защита по перегрузке осуществляется автоматической установкой упора реек топливных насосов высокого давления, ограничивающего максимально допустимую цикловую подачу топлива. При пуске двигателя упор смещается с целью увеличения цикловой подачи топлива на 20—40 % по сравнению с номинальной, но после пуска упор возвращается в исходное положение.

Защита по давлению охлаждающей воды значительно эффективнее по сравнению с защитой по температуре воды на выходе, так как температура в аварийной ситуации изменяется значительно медленнее, чем давление воды.

При автоматизации контрольных операций по большому числу параметров используются системы централизованного автоматизированного контроля с логической обработкой поступающей информации о состоянии автоматизируемого объекта. В таких системах сигналы датчиков 1 (рис. 14.12) переключателем 2 по определенной программе, заложенной в программное устройство 3, через аналого-цифровой преобразователь 4 передаются в блок сравнения 5. В этом блоке результаты измерения параметров датчиками сопоставляются с их эталонными значениями, заранее введенными в память, в результате чего вырабатываются сигналы рассогласования, которые через аналого-цифровой преобразователь 4 воспринимаются на пульте управления 6.

Современные системы централизованного контроля формируются по блочно-модульному принципу на микропроцессорных элементах и кроме сбора и обработки информации о состоянии двигателя обеспечивают контроль за системой управления с автоматизированным поиском неисправностей, что обеспечивает своевременный ремонт и существенное ускорение его проведения.

Автоматизация технического диагностирования. Для поддержания энергетической установки в рабочем состоянии периодически проводятся профилактические ремонтные работы, составляющие значительную долю трудозатрат обслуживающего

персонала. Введение в систему контроля за состоянием установки автоматизированного технического диагностирования снижает трудозатраты на ремонт, так как позволяет производить лишь те ремонтные работы, которые действительно необходимы.

Техническое диагностирование основывается на сопоставлении значений измеряемых параметров с эталонными значениями этих же параметров, называемых обычно *структурными*. В качестве структурных параметров состояния двигателя могут быть использованы изменения угла опережения впрыскивания топлива, КПД компрессора и турбины, часового расхода топлива, максимального давления сгорания, температур и давлений в газозадушенном тракте, условного просвета кольцевого уплотнения поршней и др.

Совокупность эталонных значений структурных параметров называется *моделью технического состояния двигателя*.

Выбор структурных параметров представляет собой специальную и достаточно сложную задачу, так как каждый из этих параметров должен изменяться независимо от других параметров и иметь определенные внешние ограничения. Если структурные параметры x_k выбраны, то диагностическая модель технического состояния двигателя может быть определена вектором $\bar{x}(t) = x_1 i_1 + x_2 i_2 + \dots$, где i_k — орты базиса пространства состояний^{*}.

Диагностическая модель двигателя должна быть универсальной и пригодной для всех экземпляров двигателей одной марки. Все пространство состояний делится на подпространства работоспособных и неработоспособных состояний. Поверхность таких границ характеризуется совокупностью предельных значений параметров состояний $x_{k \text{ пред}}$, поэтому признаком нахождения системы в подпространстве работоспособных состояний является неравенство $x_k \leq x_{k \text{ пред}}$. Предельные значения параметров устанавливаются в результате тщательно поставленных экспериментов и накопления статистических данных о работе объекта.

Часто вместо размерных параметров для оценки работоспособности используются безразмерные параметры состояния, определяемые отношением:

$$x_k^0(t) = [x_{k \text{ изм}}(t) - x_{k \text{ пред}}] / [x_{k \text{ нач}} - x_{k \text{ пред}}],$$

где $x_{k \text{ изм}}(t)$ — значение k -го параметра в момент времени t , измеренное соответствующим прибором; $x_{k \text{ нач}}$ — его начальное значение.

Двигатель является работоспособным, если

$$0 \leq x_k^0(t) \leq 1.$$

^{*} Мясников Ю. Н., Павлов А. А. Техническое диагностирование применительно к судовым дизельным установкам // Двигателестроение. 1984, № 1. С. 41—43.

Измерение параметров состояния осуществляется без разборки двигателя. Для этого двигатель должен оборудоваться комплектом специальных датчиков, дополняющих показатели штатных приборов системы контроля.

При небольшом числе диагностируемых параметров определение их предельных значений можно осуществить с помощью таблиц или заранее построенных номограмм, значительно облегчающих работу (особенно с такими параметрами, которые не поддаются непосредственному изменению приборами, например, КПД компрессора). Расчет таких таблиц или номограмм производится обычно с помощью ЭВМ на основе заранее разработанных математической модели и алгоритма расчета.

При значительном числе диагностируемых параметров применение таблиц и номограмм оказывается затруднительным, в связи с чем процесс технического диагностирования автоматизируется путем включения в систему диагностирования ЭВМ. Эффективность не только автоматизации, но и самого диагностирования существенно зависит от выбранного алгоритма вычислений. Алгоритмы обеспечивают возможность с помощью обработки значений структурных параметров, получаемых от датчиков, приборов и в результате расчета, наблюдать за изменениями во времени воздухопобуждения, компрессии, тепловыделения и многих других показателей технического состояния диагностируемого объекта и сопоставлять их с их предельными значениями. Сложность этого процесса заключается также в том, что сами предельные значения параметров зависят от многих внешних факторов, влияние которых должно учитываться алгоритмом путем соответствующей коррекции предельных значений. Под внешними факторами подразумеваются такие, как изменение нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления окружающего воздуха и др. При диагностировании состояния отдельных элементов двигателя внешними факторами могут быть и некоторые внутренние показатели работы. Например, для цилиндрической втулки двигателя такими факторами являются цикловая подача топлива, давление и температура наддувочного воздуха.

При диагностировании удобно использовать такой внутрицилиндровый параметр, как среднее индикаторное давление, изменение которого связано с изменениями давления конца сжатия воздуха в цилиндре, угла между верхней мертвой точкой поршня и максимальным давлением рабочего тела в цилиндре и др.

Применение безразмерной автоматизированной технической диагностики позволяет повысить экономичность работы двигателя, обеспечить безаварийную его эксплуатацию, сократить трудозатраты на обслуживание. В связи с этим развитию автоматизированных систем технической диагностики двигателей в настоящее время уделяется значительное внимание.

Автоматизация управления. Во многих случаях управление силовыми установками с двигателями внутреннего сгорания осу-

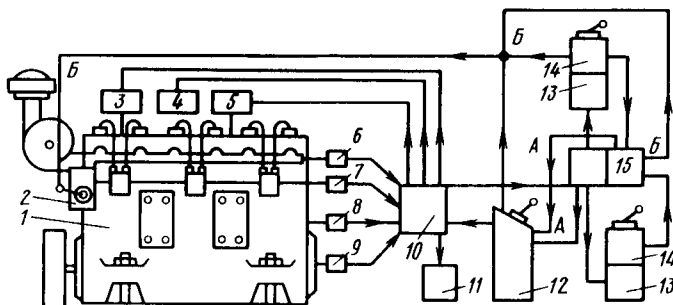


Рис. 14.13. Дистанционная автоматизированная система управления главным судовым двигателем:

1 — двигатель; 2 — всережимный регулятор; 3 — устройство пуска; 4 — устройство нормальной остановки двигателя; 5 — устройство аварийной остановки двигателя; 6 — датчик давления наддувочного воздуха; 7 — датчик положения реек топливных насосов; 8 — датчик температуры охлаждающей воды; 9 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 10 — блок автоматики; 11 — местный блок сигнализации; 12 — главный пост управления; 13 — дистанционный блок сигнализации; 14 — дистанционный пост управления; 15 — переключатель постов управления

ществляется на расстоянии — дистанционно (судовые, тепловозные двигатели и др.).

В системах ДАУ (рис. 14.13) [3] главный пост управления 12 размещается в непосредственной близости от двигателя 1, а дистанционные посты управления 14 удалены (их может быть несколько). Переключателем 15 выбирается один из постов управления 14, команды которого передаются на главный пост управления 12 через следящую передачу А—А и через него к блоку автоматики 10. Такой процесс управления называется последовательным.

Используется также и параллельное управление, при котором команда с дистанционного поста 14 по каналу Б—Б передается непосредственно к исполнительному органу, например, всережимному регулятору 2.

Блок автоматики 10 воспринимает информацию датчиков 6—9, с учетом которых обеспечивает включение устройств 3—5 пуска, остановки или аварийной остановки.

Во всех системах управления предусматривается возможность перехода процессов управления не только с дистанционных постов 14 к главному посту 12, но и в случае необходимости (при аварийных ситуациях) — к ручному управлению.

В качестве примера на рис. 14.14 приведена схема комбинированной гидромеханической ДАУ, разработанной и изготовленной на заводе «Дальдизель» для дизель-редукторных агрегатов *. В систему входят местный А и дистанционный В посты управ-

* Конкс Г. А., Войченко В. В., Згурский Л. Я. Автоматизированные дизельные агрегаты завода «Дальдизель». Состояние, перспективы развития//Двигателестроение. 1981, № 1. С. 18—20.

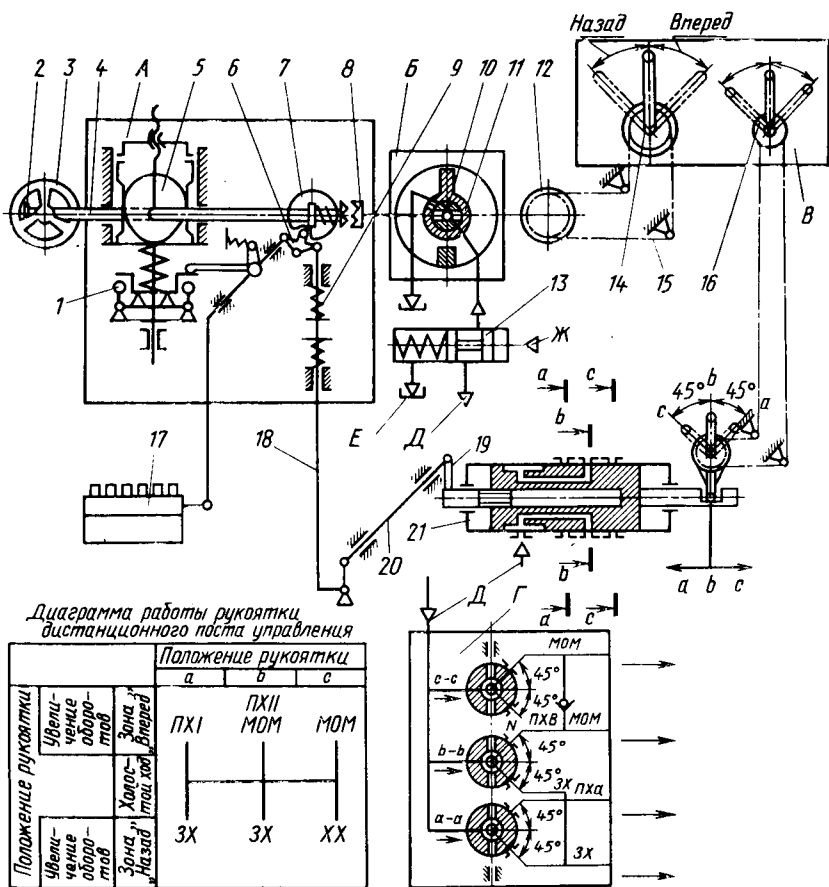


Рис. 14.14. Принципиальная схема дистанционного автоматизированного управления дизель-редукторного агрегата с двухскоростной реверс-редукторной передачей:

А — местный пост управления; Б — гидропривод; В — дистанционный пост управления; Г — гидравлическая схема маслораспределителя; Д — от масляного насоса; Е — слив; Ж — масло от Г; 1 — регулятор частоты вращения; 2 — привод переключателя; 3 — штурвал; 4 — вал; 5 — эксцентрик; 6, 19 — рычаги; 7 — кулачок; 8 — кулачковая муфта; 9 — пружина; 10 — золотник; 11 — втулка; 12 — звездочка; 13 — устройство блокировки гидропривода; 14, 16 — рукоятки; 15 — трос; 17 — топливный насос; 18 — тяга; 20 — вал; 21 — маслораспределитель

ления. Так как расстояние между ними невелико (до 25 м), используется механическая связь — трос 15.

Штурвалом 3 поворачивается вал управления 4, с которым жестко связаны эксцентрик 5, изменяющий предварительную деформацию пружин регулятора 1 частоты вращения коленчатого вала, и кулачок 7 реверс-редукторной передачи, состоящей из рычагов 6 и 19, тяги 18 и маслораспределителя 21. Дистанционное управление осуществляется рукояткой 16 пульта В, механически связанной с гидроприводом Б через звездочку 12.

Для предотвращения излишнего изнашивания фрикционных муфт, осуществляющих выполнение команд «Вперед» или «Назад» при реверсе, в систему ДАУ включено устройство 13, которое препятствует излишнему увеличению частоты вращения коленчатого вала до включения муфты сцепления. При реверсе вал 4 поворачивается на угол, соответствующий команде «Назад», полость муфты «Вперед» при этом соединяется со сливом, а рабочее масло поступает в полость муфты «Назад», в результате чего произойдет сцепление муфты заднего хода. Давление масла в реверс-редукторной передаче снижается, доступ масла к гидроприводу специальным золотником перекрывается, в результате чего гидропривод останавливается, и частота вращения коленчатого вала не увеличивается. После завершения сцепления давление масла увеличивается, гидропривод Б включается, и режим работы двигателя вводится на уровень, определенный положением рукоятки дистанционного управления.

Маслораспределитель 21 двухскоростных реверс-редукторных передач кроме угловых поворотов в положения «Вперед», «Назад» и «Холостой ход» может перемещаться вдоль оси с помощью рукоятки 16. Три осевых положения а, б и с обеспечивают работу системы по трем программам, показанным на диаграмме рис. 14.14 (ПХI — передний ход с первой скоростью; ПХII — передний ход со второй скоростью; МОМ — включение муфты отбора мощности, например, при тралении; ХХ — холостой ход; ЗХ — задний ход).

Для расстояния связи более 25 м заводом «Дальдизель» разрабатывается гидроэлектрическая ДАУ с дискретным изменением частоты вращения, ступень которого не более 2 % номинальной частоты вращения (первый вариант), или с пропорциональным изменением с помощью сельсинов, питающихся переменным током (второй вариант).

Завод «Русский Дизель» оборудует свои дизели пневматическими системами ДАУ (рис. 14.15), обеспечивающими пуск, выбор скоростного режима, реверс и остановку*.

Для осуществления операции, например, «Пуск вперед» рукоятка 19 переводит шайбу 18 в положение, при котором освобождается защелка пускового клапана 17, а шайба 16 переводит его в положение «Открыть». Воздух, проходя через клапан 17, последовательно открывает промежуточные клапаны 20 и 3. Последний через воздухораспределитель 5 обеспечивает доступ воздуха к следящему золотнику 11. Однако этот узел пока не включен, поэтому воздух проходит через переходной клапан 12 к золотнику 25 и через него к серводвигателю 26, шток которого удерживается защелкой, а также к промежуточному клапану 23. Этот клапан открывается после того, как сработают серводвигатели воздухораспределителя 5 (в положение «Вперед») и механизм

* Цыркин М. И. Автоматизация главных судовых дизелей завода «Русский Дизель»//Двигателестроение. 1984, № 1. С. 12—15.

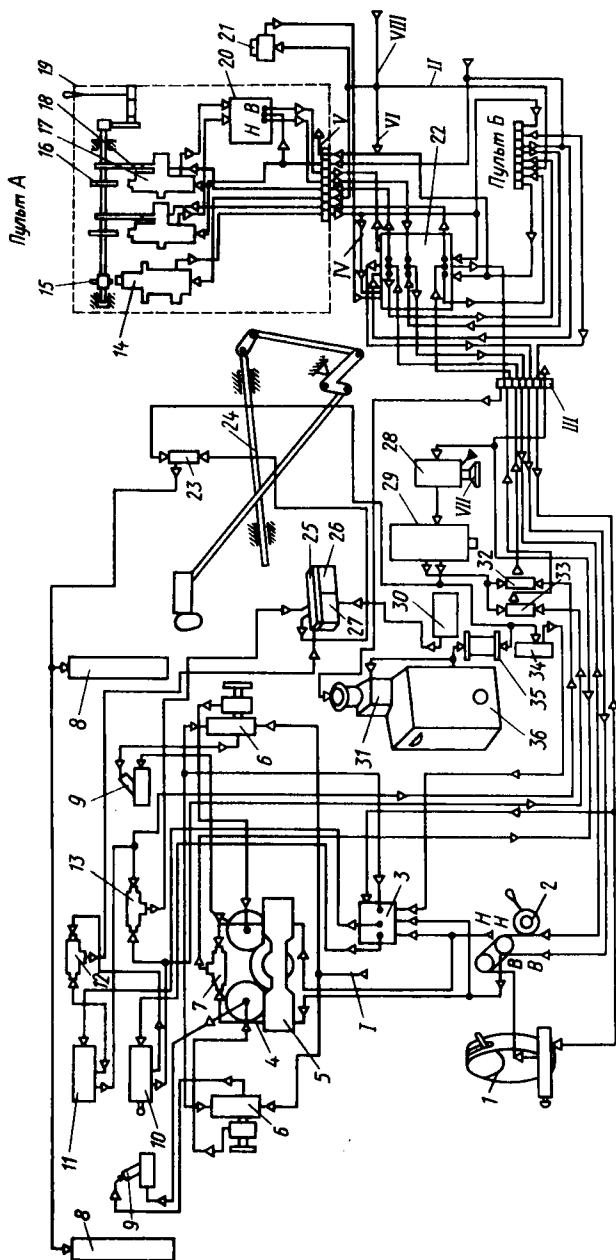


Рис. 14.15. Принципиальная схема ДАУ судового дизеля «Русский Дизель»:

блокировки 28 в результате увеличения давления масла до определенного значения. При этом условии воздух поступает через автомат пуска 29 к клапану 23, открывает его, а также к серводвигателю 27 ограничения подачи топлива через клапан с дросселем 30, к клапану 34 блокировки валоповоротного устройства и ускорителю 35.

Через клапаны 3 воздух подходит к пусковым клапанам 6, к которым ранее был подведен пусковой воздух. Открытие клапанов 6 обеспечивает поступление воздуха через пусковые клапаны 9 и воздухораспределитель 4 в цилиндры двигателя, в результате чего коленчатые валы начинают вращаться.

Одновременно воздух, прошедший через клапан 23, поступает к серводвигателям 8 узлов сцепления, включает узел сцепления переднего хода и выключает узел сцепления заднего хода. После этого следящий золотник 11 пропускает воздух к клапану 32 и открывает его, а через перекидной клапан 13 — к блоку серводвигателей 26, 27, отжимает защелку, и поперечный вал 24 поворачивается в сторону увеличения цикловой подачи топлива. При вращении коленчатых валов насос автоматического регулятора частоты вращения подает масло в механизм изменения предварительной деформации пружины и обеспечивает установку его на требуемый скоростной режим. К серводвигателю 27 приходит воздух через клапан с дросселем 30 и ограничивает поворот вала 24 в сторону увеличения подачи топлива при пуске.

Как только дизель выйдет на заданный скоростной режим, работая уже на топливе, автомат пуска 29 отсекает пусковой воздух от клапанов 6. Через клапан 32 воздух проходит к клапану пуска 17, закрывает его и разгружает всю воздушную систему пуска от давления управляющего воздуха.

При необходимости пуска дизеля «Назад» или остановки рукоятка 19 переводится в положения соответственно «Назад» или «Стоп». Реверс осуществляется также рукояткой 19 переводом ее из положения «Вперед» в положение «Назад» или наоборот.

Переключателем 2 управление может производиться с пульта управления А на местный пульт управления 1 или в обратном направлении.

Судовые энергетические установки часто состоят из нескольких параллельно работающих дизелей (см. рис. 2.30), в связи с чем возникает необходимость выравнивания нагрузки между ними. Система ДАУ завода «Русский Дизель» предусматривает эту возможность (рис. 14.16, а) с помощью элементов сравнения — сумматоров 4 и 19, работающих по принципу суммирования поступающих сигналов. В полость а (рис. 14.16, б) элемента сравнения, например 19, подводится воздух от задатчика частоты вращения первого двигателя через штуцер 6, в полость б — воздух от датчика положения реек второго двигателя через реле 7, в полость с — от датчика положения реек первого двигателя через реле 13.

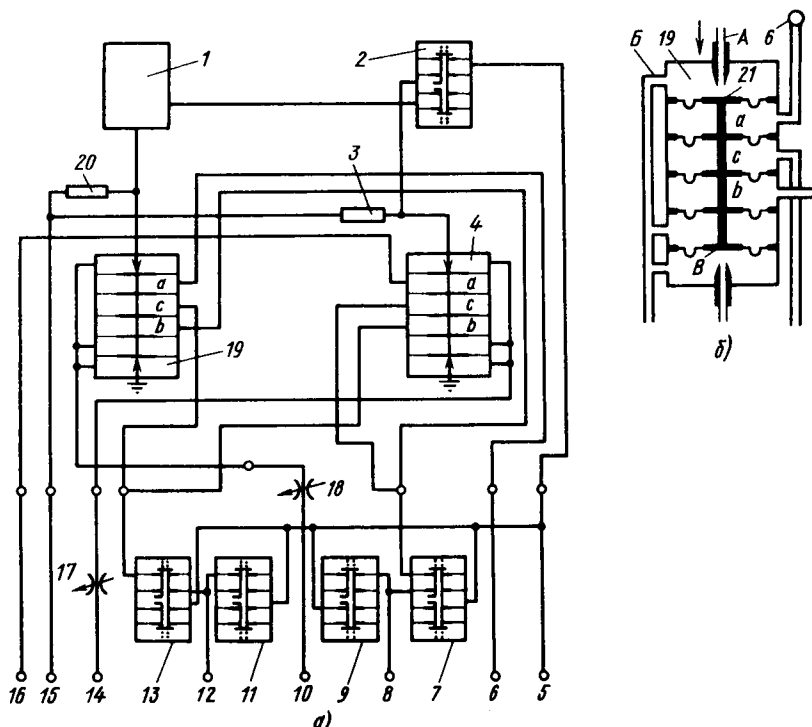


Рис. 14.16. Устройство выравнивания нагрузок в ДАУ завода «Русский Дизель»: а — принципиальная схема устройства; б — сумматор; 1 — электропневмопреобразователь; 2, 7, 9, 11 и 13 — реле; 3, 20 — фильтры; 4, 19 — сумматоры — элементы сравнения; 5 — штуцер подачи воздуха от реле 2 к датчикам положения реек; 6, 16 — штуцера подвода воздуха от задатчиков; 8, 12 — штуцера подвода воздуха от датчиков положения реек дизелей; 10, 14 — штуцера подвода воздуха к позиционерам автоматических регуляторов дизелей; 15 — штуцер подвода рабочего воздуха к устройству выравнивания нагрузок; 17, 18 — пневмопреобразователи; 21(В) — мембранный блок; А, Б — воздушные каналы

Если на первый двигатель нагрузка увеличилась и рейки переместились в сторону увеличения цикловой подачи топлива, то давление воздуха в полости с элемента сравнения 19 увеличится, вследствие чего мембранный блок В (см. рис. 14.16, б) поднимется вверх, количество воздуха, поступающего по каналу А, уменьшится (уменьшится проходное сечение на выходе из штуцера), что приведет к снижению давления в канале Б и, следовательно, на выходе из сумматора 19. Одновременно увеличивается давление воздуха на выходе из элемента сравнения 4. В связи с этим к задатчикам предварительной деформации пружин регуляторов частоты вращения обоих двигателей поступят сигналы, и нагрузка на первом двигателе уменьшится, а на втором увеличится. Процесс выравнивания будет продолжаться до тех пор, пока давления на выходе датчиков положения реек обоих двигателей не сравняются, что свидетельствует о выравнивании нагрузок двигателей.

§ 14.8. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ

Операции обслуживания. Задача поддержания энергетической установки с двигателями внутреннего сгорания в состоянии готовности к работе предъявляет к системе комплексной автоматизации требования выполнения ряда операций, называемых *операциями обслуживания*. К этим операциям обычно относятся: долив масляных, топливных и водяных расходных баков, периодический прогрев двигателя, подзарядка пусковых аккумуляторных батарей (при стартерном пуске) или пусковых баллонов сжатого воздуха (при воздушном пуске). Если в состав автоматизируемой установки входит двигатель с мокрым поддоном, то к операциям обслуживания относят также операцию пополнения картера маслом.

В комплекс обслуживания нередко включается ряд операций, осуществляемых в процессе работы двигателя, — операции автоматического регулирования (частоты вращения коленчатого вала, температуры охлаждающей воды и масла, уровней масла, топлива и воды в различных емкостях, давления пускового воздуха и др.), а также операции поддержания в рабочем состоянии вспомогательных агрегатов (фильтров, сепараторов, компрессоров и т. д.).

После остановки двигатель должен быть приведен в состояние готовности к последующему пуску. В связи с этим в комплекс обслуживания включаются также слив воды из системы охлаждения, поддержание двигателя в прогретом состоянии и некоторые др.

Набор операций обслуживания, включаемых в систему комплексной автоматизации, зависит от количества обслуживающего персонала, условий эксплуатации и т. д.

Автоматизация операций предпускового и рабочего обслуживания. Пуск двигателя предусматривает выполнение ряда предпусковых операций, последовательность которых совместно с операциями самого пуска определяется алгоритмом пуска.

Одной из основных предпусковых операций является прокачка масляной системы. В большинстве случаев для ее осуществления используются специальные масляные насосы с автономным электрическим приводом. Подача сигнала пуска к электродвигателям обеспечивает подъем давления масла в масляной системе, заполнение маслом воздушных пустот, образовавшихся во время стоянки, и прокачку масла через всю систему смазки. В некоторых случаях для прокачки масла используются воздушные баллоны с избыточным давлением воздуха. Подключение такого баллона к расходному масляному резервуару повышает давление в нем, что способствует проталкиванию масла через всю систему смазки двигателя.

Перед пуском двигателя необходимо прокачать также топливную систему. Расходные топливные баки могут находиться выше и ниже уровня топливных насосов. В первом случае в топливной системе при нерабочем состоянии двигателя сохраняется некото-

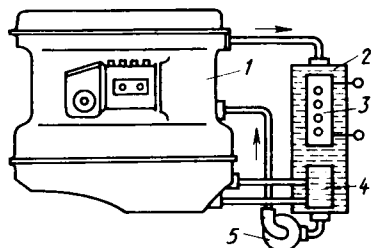


Рис. 14.17. Автоматизированный подогрев двигателя

рый подпор топлива. Это обеспечивает подачу топлива к топливным насосам при пуске самотеком. Если же расходные баки расположены ниже уровня топливных насосов, то операция предварительной прокачки топлива автономным насосом при подготовке к пуску является обязательной.

Важной операцией обслуживания, осуществляемой как в пред-

пусковой период, так и в процессе работы, является пополнение расходных баков (масла, топлива, воды). Готовность расходного бака к работе определяется уровнем рабочей жидкости в нем. Для поддержания уровня в заданных пределах можно использовать автоматические регуляторы уровня, принцип действия которых аналогичен принципу действия регулятора, схема которого показана на рис. 1.1, а, если рабочая жидкость поступает к расходному баку самотеком. Нередко автоматизация долива осуществляется с помощью реле уровня (см. рис. 14.3, е или 14.5, в). При достижении жидкостью минимального уровня в расходном баке подается команда включения приводного электродвигателя автономного подкачивающего насоса. При достижении верхнего граничного уровня подкачивающий насос останавливается. Иногда при подаче жидкости к расходному баку самотеком используется постоянный долив так, что излишняя жидкость непрерывно через дренажный канал возвращается обратно. Двигатель может принимать нагрузку только в прогретом состоянии. Для поддержания двигателя в этом состоянии иногда используется самопрогрев с помощью периодических запусков двигателя.

Импульс для включения двигателя на самопрогрев формируется по нижнему пределу температуры охлаждающей воды. Более целесообразно для прогрева двигателя использовать посторонние источники энергии. Одна из возможных схем прогрева показана на рис. 14.17. Электрическая батарея 3 прогревает воду в выносном резервуаре 2. В бачке 4 подогревается масло, циркулирующее через масляную систему двигателя. Включение системы подогрева осуществляется температурным реле (см. рис. 14.3, в или 14.5, б) при достижении температурой заданного нижнего уровня. Циркуляция воды в системе охлаждения и перенос теплоты из бака 2 в рубашку двигателя 1 может осуществляться конвекцией или с помощью насоса 5 с автономным электроприводом. В последнем случае вначале начинает работать насос 5, поднимает в системе охлаждения давление до заданного уровня, после чего подключается нагревательная батарея 3, работающая до момента достижения температурой верхнего уровня. После этого то же реле выключает вначале батарею и затем насос. Дви-

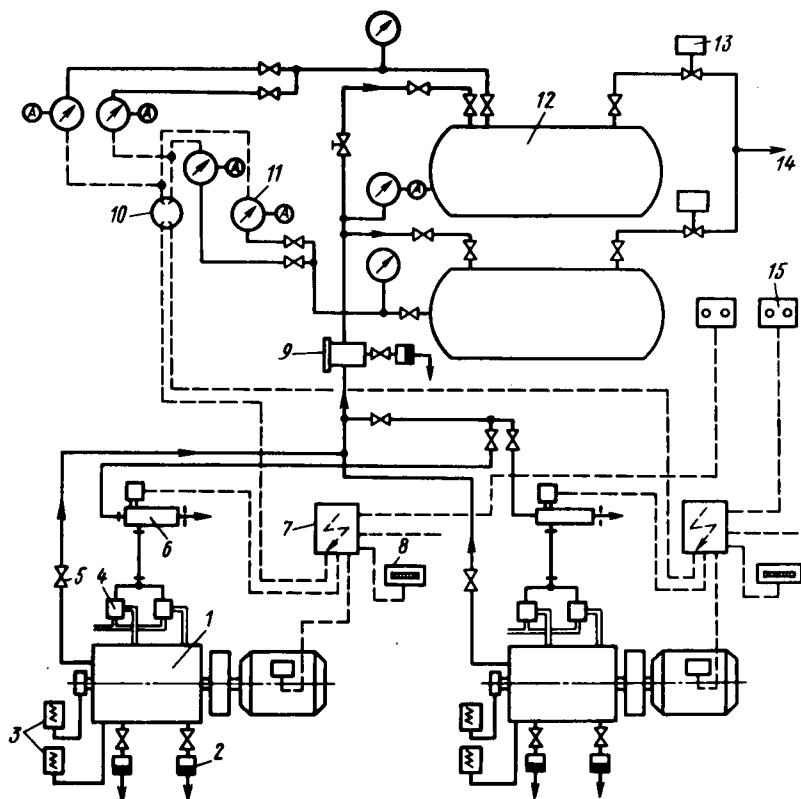


Рис. 14.18. Принципиальная схема автоматизации управления судовой компрессорной станцией:

1 — компрессор; 2 — влагоудалитель; 3 — термостат; 4, 5 и 6 — клапаны; 7 — пускатель; 8 — счетчик рабочих часов; 9 — водомаслоотделитель; 10 — переключатель; 11 — манометр; 12 — воздушный баллон; 13 — дистанционное управление клапанами; 14 — к потребителю; 15 — дистанционный пуск с центрального поста управления

гатель прогреет. Температура воды при выходе из головки двигателя должна быть после прогрева на уровне $35\text{--}45^\circ\text{C}$, а температура масла $45\text{--}55^\circ\text{C}$.

Пуск двигателя может обеспечиваться с помощью сжатого воздуха или электростартером.

При воздушном пуске силовая установка с двигателем оборудуется пусковыми баллонами, в которых давление воздуха поддерживается автономно компрессором с электроприводом. Пуск его осуществляется автоматически с помощью реле давления, замыкающего пусковую цепь компрессора, если давление окажется ниже заданного предела ($4\text{--}5\text{ МПа}$). Алгоритм работы автоматической системы аналогичен описанным выше: импульс от реле обеспечивает пуск компрессора. При достижении давлением верхнего уровня появляется новый импульс от реле, который приводит к остановке компрессора.

На рис. 14.18 показана схема автоматизации судовой компрессорной станции, состоящей из двух компрессоров *, причем один — работающий, второй — резервный. Включение и выключение компрессора осуществляется электроконтактным манометром с тремя изолированными одна от другой стрелками. С помощью двух стрелок устанавливаются пределы допустимого изменения давления, а третья показывает значение давления в данный момент времени. При совмещении показывающей стрелки со стрелкой верхнего уровня давления компрессор выключается, при совмещении со стрелкой нижнего уровня — включается.

Резервный компрессор включается в тех случаях, когда производительность рабочего компрессора оказывается недостаточной. В момент пуска импульс от пускового реле поступает к соленоидному клапану 6 и закрывает его, прекращая подачу воздуха к разгружающему клапану 4, последний закрывается, и компрессор начинает работать на полную производительность.

При электростартерном пуске установка оборудуется кислотными аккумуляторными батареями. При пуске двигателя батарея разряжается, поэтому требуется периодическая ее подзарядка. Момент начала подзарядки выбирается подключением к батареям эталонной нагрузки в виде некоторого резистора со специально подобранным сопротивлением. За интервал времени 5 с подключение такого сопротивления не должно снижать напряжения ниже 1,7—1,8 В. В некоторых случаях аккумуляторы постоянно связаны с зарядным устройством. Режим подзарядки при этом выбирается таким, чтобы электролит не вскипал, а разрядка компенсировалась.

Автоматизация операций после остановки двигателя. Выполнение ряда операций обслуживания после остановки двигателя обуславливается необходимостью подготовки его к последующим пускам.

Одной из основных автоматизированных операций является слив воды из системы охлаждения после снижения ее температуры до нижнего уровня. При этом имеется в виду, что система автоматизированного подогрева двигателя либо отключена, либо отсутствует. Нижний предел температуры, при котором реле должно включить слив воды, обычно принимается в интервале 5—10 °С. Импульс от реле температуры поступает к клапану слива, клапан открывается и встает на защелку. Снятие клапана с защелки после слива воды и возвращения в закрытое состояние производится обслуживающим персоналом, в задачу которого входит одновременно выяснение причин, вызвавших слив воды.

Ряд операций, которые должны выполняться после остановки двигателя (например, перекрытие топливной системы и др.), часто не автоматизируются и выполняются обслуживающим персоналом.

* Кутын Л. М. Автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок. Л.: Судостроение, 1973. 382 с.

§ 15.1. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РАБОТЫ СЛЕДЯЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ

Одним из основных элементов, входящих в дистанционные автоматизированные системы управления, являются следящие передачи, обеспечивающие слежение выходным (управляемым, исполнительным) элементом 5 (см. рис. 14.9) за изменением входного (задающего) элемента 6 в виде угла поворота рукоятки 1. Качество работы следящей системы определяется точностью воспроизведения на выходе сигнала, поступающего на вход. В идеальных следящих передачах связь между элементами 6 и 5 линейна и определяется соотношением

$$\varphi_{\text{вх}}(t) = k_{\text{сп}} \varphi_{\text{вых}}(t), \quad (15.1)$$

где $\varphi_{\text{вх}}(t)$ — входная координата (поворот рукоятки 1 задатчика А) (рис. 15.1); $\varphi_{\text{вых}}(t)$ — выходная координата (соответствующий поворот рычага 12); $k_{\text{сп}}$ — постоянный коэффициент усиления следящей передачи.

Однако на практике такую точность передачи удается обеспечить только с помощью механических связей, если их принять жесткими. Во всех других случаях вводится параметр $\delta_{\text{ст}}$, характеризующий качество работы следящей передачи в статике в виде отношения

$$\delta_{\text{ст}} = (\varphi_{\text{вых}}^{\text{max}} - \varphi_{\text{вых}}^{\text{min}}) / \varphi_{\text{вх}}^{\text{ном}},$$

где $\varphi_{\text{вых}}^{\text{max}}$ и $\varphi_{\text{вых}}^{\text{min}}$ — максимальное и минимальное значения выходной координаты при $\varphi_{\text{вх}}^{\text{ном}}$ — номинальном значении входной координаты (например, полный поворот рукоятки управления 1) в статических условиях (после завершения переходного процесса). Считается, что качество передачи удовлетворительное, если $\delta_{\text{ст}} \leq 3\%$.

В результате возможных забросов значений выходной координаты в переходных процессах динамическая точность может отличаться от статической. Для характеристики динамической точности пользуются отношением

$$\delta_{\text{д}} = [\varphi_{\text{вых}}^{\text{max}}(t) - \varphi_{\text{вых}}^{\text{зад}}(\infty)] / \varphi_{\text{вх}}^{\text{ном}}(0),$$

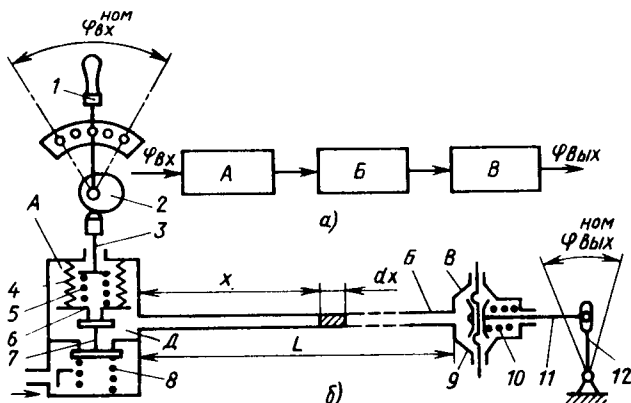


Рис. 15.1. Схема следящей системы:

а — функциональная; *б* — конструктивная; *А* — задатчик; *Б* — дистанционная передача; *В* — исполнительный орган; 1 — рукоятка управления; 2 — эксцентрик; 3, 11 — штоки; 4 — сильфон; 5, 8, 10 — пружины; 6 — торец сильфона; 7 — клапан; 9 — корпус; 12 — рычаг управления всережимным регулятором частоты вращения

где $\varphi_{\text{вых}}^{\text{зад}}(\infty)$ — заданное значение выходной координаты после завершения переходного процесса, вызванного сигналом $\varphi_{\text{вх}}^{\text{ном}}(0)$ на входе при $t = 0$ в виде единичного ступенчатого изменения входной координаты; $\varphi_{\text{вых}}^{\text{max}}(t)$ — наибольшее значение выходной координаты в течение переходного процесса. Таким образом, разность в числителе представляет собой динамический заброс выходной координаты (см. рис. 11.1) в переходном процессе. Качество переходного процесса следящей передачи считается удовлетворительным, если $\delta_d \leq 5\%$, а сам переходный процесс аperiодический.

§ 15.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ СЛЕДЯЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ БЕЗ ЗАПАЗДЫВАНИЯ

В простейшем случае следящая система состоит из трех элементов (см. рис. 15.1, *а*): задатчика *А*, дистанционной передачи *Б* и исполнительного органа *В*. Динамические свойства следящих передач оцениваются, как и в САР, путем составления и совместного решения дифференциальных уравнений элементов, входящих в передачу. Так, например, в пневматической следящей передаче (рис. 15.1, *б*) [3] задатчик *А* связан с рукояткой управления 1 эксцентриком 2, поворот которого вызывает перемещение штока 3 и сжатие пружин 5 и 8. Клапан 7 опускается, открывая проход рабочему воздуху из камеры Γ в камеру Δ . В результате этого в камере Δ давление поднимается, сильфон 4 сжимается и клапан 7 перекрывает проходное сечение. Таким образом, каждому положению рукоятки 1 соответствует свое, задаваемое давление в камере Δ при одном и том же давлении воздуха в камере Γ , поступающем из баллонов.

Давление воздуха по каналу B передается в диафрагменную полость корпуса 9 исполнительного органа B , в результате чего пружина 10 сжимается, шток 11 поворачивает рычаг 12, которым может быть, например, рычаг управления всережимным регулятором частоты вращения. Следовательно, каждому положению рукоятки 1 соответствует вполне определенное положение рычага 12, т. е. вполне определенная регуляторная характеристика двигателя.

Дифференциальное уравнение задатчика может быть получено, если воспользоваться методиками получения дифференциального уравнения пневматического регулятора (см. § 3.3). Действительно, масса воздуха, сосредоточенного в камере D и трубопроводе B , определится соотношением

$$G_D = (V/RT) p_D,$$

где V — совокупный объем камеры D и трубопровода B ; T — температура воздуха в камере; p_D — давление; R — газовая постоянная.

В процессе работы температура T и объем V могут быть приняты постоянными, поэтому после дифференцирования по времени

$$dG_D/dt = (V/RT) dp_D/dt.$$

Это изменение массы воздуха определяется поступлением в единицу времени воздуха из камеры Γ в камеру D через клапан 7 в количестве ΔG_D . С учетом сказанного дифференциальному уравнению задатчика можно придать вид $(V/RT) dp_D/dt = \Delta G_D$. Так как G_D зависит от давления p_D (в камере Γ давление может быть принято постоянным) и перемещения z клапана 7, то после разложения функциональной зависимости $G_D = f(p_D; z)$ в ряд Тейлора и линеаризации уравнение задатчика получит вид

$$[V/(RT)] d\Delta p_D/dt - (\partial G_D/\partial p_D) \Delta p_D = (\partial G_D/\partial z) \Delta z.$$

Если учесть, что производная $\partial G_D/\partial p_D$ отрицательна, то после перехода к относительным координатам

$$\Phi_{вх} = \Delta z/z_0 \text{ и } \rho_D = \Delta p_D/p_{D0} \quad (15.2)$$

и деления всех членов уравнения на коэффициент при $\Phi_{вх}$ — уравнение приводится к виду

$$T_D dp_D/dt + k_D \rho_D = \Phi_{вх}$$

или в оперативной форме записи

$$d_D(p) \rho_D = \Phi_{вх}, \quad (15.3)$$

где собственный оператор задатчика

$$d_D(p) = T_D p + k_D; \quad (15.4)$$

время, с, задатчика, характеризующее его инерционность:

$$T_D = [V p_{D0}/(RT)]/(\partial G_D/\partial z) z_0; \quad (15.5)$$

коэффициент самовыравнивания

$$k_D = |\partial G_D / \partial p_D| p_{D0} / (\partial G_D / \partial z) z_0. \quad (15.6)$$

Равновесие диафрагмы в исполнительном органе B определяется равенством усилия E_0 пружины 10 с усилием, создаваемым диафрагмой в связи с перепадом давлений $p_B - p_0$. Следовательно, статическое уравнение исполнительного органа имеет вид $E_0 - \psi f (p_B - p_0) = 0$. При поступлении волны давления Δp_B из трубопровода B диафрагма прогибается на Δh , пружина 10 деформируется, увеличивая усилие на ΔE , в связи с чем по аналогии с уравнением (3.55) уравнение динамического равновесия исполнительного органа B получит вид

$$\mu (d^2 \Delta h / dt^2) + \vartheta (d \Delta h / dt) + \Delta E = \psi f \Delta p_B$$

или после ряда преобразований

$$d_{и0}(p) \Phi_{ввх} = p_B, \quad (15.7)$$

где безразмерные координаты

$$\Phi_{ввх} = \Delta h / h_0; \quad p_B = \Delta p_B / p_{B0}; \quad (15.8)$$

собственный оператор исполнительного органа

$$d_{и0}(p) = T_{и0}^2 p^2 + T_{ки0} p + k_{и0};$$

время, c^2 , исполнительного органа

$$T_{и0}^2 = \mu h_0 / (\psi f p_{B0}); \quad (15.9)$$

время, c , катаракта

$$T_{ки0} = \vartheta h_0 / (\psi f p_{B0}); \quad (15.10)$$

коэффициент самовыравнивания

$$k_{и0} = (dE/dh) h_0 / (\psi f p_{B0}). \quad (15.11)$$

Если пренебречь временем передачи сигнала по трубопроводу B и принять равенство давлений $p_D(t) = p_B(t)$, то динамические свойства следящей передачи опишутся совокупностью двух уравнений (15.3) и (15.7), совместное решение которых приводит к линейному дифференциальному уравнению третьего порядка:

$$d_{сп}(p) \Phi_{ввх} = \Phi_{вх}, \quad (15.12)$$

где собственный оператор следящей системы

$$d_{сп}(p) = d_D(p) d_{и0}(p) = T_3^3 p^3 + T_2^2 p^2 + T_1 p + k_{сп};$$

$$\left. \begin{aligned} T_3 &= \sqrt[3]{T_D T_{и0}^2}; \\ T_2 &= \sqrt{T_D T_{ки0} + T_{и0}^2 k_D}; \\ T_1 &= T_D k_{и0} + T_{ки0} k_D; \\ k_{сп} &\doteq k_{и0} k_D. \end{aligned} \right\} \quad (15.13)$$

Если, кроме того, пренебречь объемом камеры D и трубопровода B ($V \approx 0$), массой ($\mu \approx 0$) и силами гидравлического трения ($\phi \approx 0$) в исполнительном органе, то $T_D \approx T_{\text{но}} \approx T_{\text{кно}} \approx 0$, и тогда уравнение (15.12) получит вид уравнения (15.1), определяющего работу идеальной следящей передачи с коэффициентом усиления $k_{\text{сп}}$.

§ 15.3. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ СЛЕДЯЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ С ЧИСТЫМ ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

Дифференциальное уравнение (15.12) или тем более уравнение (15.1) можно с достаточной степенью точности использовать только при сравнительно небольшом расстоянии L от датчика A до исполнительного органа B (см. рис. 15.1, б). По мере увеличения L передача импульса от датчика к исполнительному органу требует все большего времени и осуществляется поэтому с некоторым запаздыванием $t_{\text{зап}}$.

Так как передача командного импульса по воздушному каналу B происходит со скоростью звука a , то

$$t_{\text{зап}} = L/a. \quad (15.14)$$

Чтобы учесть это запаздывание, трубопровод B следует рассматривать в качестве элемента, создающего это запаздывание. В этом случае

$$\rho_B(t) = \rho_D(t - t_{\text{зап}}). \quad (15.15)$$

Разложение зависимости $\rho_D(t - t_{\text{зап}})$ в ряд Тейлора дает

$$\begin{aligned} \rho_D(t - t_{\text{зап}}) = & \rho_D(t) + [d\rho_D(t)/dt](-t_{\text{зап}}) + \\ & + [d^2\rho_D(t)/dt^2](-t_{\text{зап}}^2/2!) + \\ & + \dots + [d^n\rho_D(t)/dt^n](-t_{\text{зап}}^n/n!) + \dots, \end{aligned}$$

или после перехода к операторной форме записи

$$\begin{aligned} \rho_D(t - t_{\text{зап}}) = & [1 + (-pt_{\text{зап}}) + \\ & + (-pt_{\text{зап}})^2/2! + \dots] \rho_D(t) = e^{-pt_{\text{зап}}} \rho_D(t). \end{aligned} \quad (15.16)$$

Следовательно,

$$\rho_B(t) = e^{-pt_{\text{зап}}} \rho_D(t),$$

и тогда уравнения (15.3) и (15.7) получают вид

$$d_D(p) \rho_D = \Phi_{\text{вх}};$$

$$d_{\text{но}}(p) \Phi_{\text{вых}} = e^{-pt_{\text{зап}}} \rho_D$$

или после исключения внутренней координаты ρ_D

$$d_{\text{сп}}(p) \Phi_{\text{вых}} = e^{-pt_{\text{зап}}} \Phi_{\text{вх}}, \quad (15.17)$$

где $d_{\text{сп}}(p) = d_D(p) d_{\text{но}}(p)$.

Если в следящей передаче запаздывание сигнала не происходит и $t_{\text{зап}} \approx 0$, то $e^{-p t_{\text{зап}}} = 1$, и уравнение (15.17) совпадает с уравнением (15.12).

§ 15.4. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ СЛЕДЯЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

При подаче команды $F_{\text{вх}}$ в следящую передачу в задатчике A (см. рис. 15.1, б) изменяется давление p_d по закону, определяемому дифференциальным уравнением (15.3). Возникший импульс воспринимается затем каналом связи B . При большой длине L канала связи B команда задатчика по мере прохождения по каналу связи может отклониться от условий чистого запаздывания за счет наличия в канале сил трения, волновых процессов и других помех. В таких случаях канал связи следящей передачи приходится рассматривать в качестве элемента с распределенными параметрами.

Известно, что вследствие сжатия рабочего тела, например в задатчике A , волна давления не может распространиться по длине L канала B мгновенно. Чтобы определить давление рабочего тела в исполнительном органе B в выбранный момент времени t , необходимо учесть не только давление в этот момент в задатчике, но и время, требуемое для распространения волны давления по каналу от задатчика до исполнительного органа. Следовательно, в один и тот же момент времени давление рабочего тела в различных сечениях канала B различно и зависит не только от времени t , но и от координаты x того сечения канала, в котором давление измеряется, т. е. $p = f(t; x)$. Если в сечении x давление рабочего тела p , то в бесконечно близком сечении $x + dx$ давление окажется равным $p + dp$. Так как $p = f(x)$, то в выбранный момент времени t давление в сечении $x + dx$ можно определить в виде суммы $p + (\partial p / \partial x) dx$. Таким образом, на элемент рабочего тела длиной dx слева и справа действуют разные давления, перепад которых создает усилие, вызывающее перемещение массы элемента с определенным ускорением.

В соответствии с принципом Даламбера уравнение динамического равновесия этого элемента получит вид

$$m(\partial \omega / \partial t) = (\pi d_k^2 / 4) \{p - [p + (\partial p / \partial x) dx]\},$$

где m — масса; ω — скорость движения элемента; d_k — диаметр канала связи. Если ρ_0 — плотность рабочего тела в равновесном состоянии, то $m = \pi d_k^2 \rho_0 dx / 4$ и тогда

$$\partial \omega / \partial t = -(1 / \rho_0) (\partial p / \partial x). \quad (15.18)$$

Следовательно, изменение скорости движения рабочего тела по каналу пропорционально падению давления в нем.

За элементарный интервал времени dt давление изменяется от p до $p + (\partial p/\partial t) dt$, вследствие чего объем V элемента рабочего тела изменится на dV . Ввиду краткости времени передачи команд по каналу теплообменом рабочего тела с внешней средой можно пренебречь и принять, что $pV^k = p_0 V_0^k$, где k — показатель адиабаты; p_0 и V_0 — давление и объем при равновесном состоянии рабочего тела. В дифференциальной форме уравнение адиабаты имеет вид

$$dV = -(V/kp) dp,$$

где $V = \pi d_k^2 dx/4$; $dV = \pi d_k^2 d\delta/4$; $dp = (\partial p/\partial t) dt$, поэтому укорочение элемента за счет сжатия

$$d\delta = -(1/kp) (\partial p/\partial t) dx dt. \quad (15.19)$$

Изменение длины dx элемента рабочего тела на $d\delta$ отразится на скорости его движения, так как $d\delta$ представляет собой разность пути торцов элемента за время dt . Действительно, если путь торца в сечении x составит $w dt$, то сечение $x + dx$ за этот же интервал времени пройдет путь $[w + (\partial w/\partial x) dx] dt$, поэтому

$$d\delta = [w + (\partial w/\partial x) dx] dt - w dt = (\partial w/\partial x) dx dt. \quad (15.20)$$

Приравнявая выражения (15.19) и (15.20), получим

$$\partial w/\partial x = -(1/kp) (\partial p/\partial t).$$

Так как скорость распространения звука в газе $a = \sqrt{kp/\rho_0}$, то

$$\partial w/\partial x = -(1/\rho_0 a^2) (\partial p/\partial t). \quad (15.21)$$

При переходе к относительным координатам

$$\rho = \Delta p/p_0; \quad \psi = \Delta w k/w_0; \quad v = \Delta x/L \quad (15.22)$$

уравнения (15.18) и (15.21) примут вид

$$\beta^2 T_0 (\partial \psi/\partial t) = -\partial \rho/\partial v; \quad (15.23)$$

$$T_0 \partial \rho/\partial t = -\partial \psi/\partial v,$$

где $\beta = w_0/a$ — безразмерный коэффициент, характеризующий отношение установившейся скорости движения газа к скорости звука в данной среде; $T_0 = L/w_0$ — время канала связи, т. е. время прохождения газа по каналу связи длиной L со скоростью w_0 .

Если первое из уравнений (15.23) продифференцировать по v , а второе по t и затем сопоставить полученные результаты, то они приведут к волновому уравнению

$$\beta^2 T_0^2 (\partial^2 \rho/\partial t^2) = \partial^2 \rho/\partial v^2.$$

Для решения системы уравнений (15.23) следует задать граничные условия, в качестве которых могут быть приняты условия поступления воздуха в канал связи и выхода воздуха из него.

Скорость $w_{вх}$ течения воздуха из камеры D в канал B (см. рис. 15.1, б) можно определить отношением $w_{вх} = m_{вх}/(S\rho_{вх})$, где $\rho_{вх}$ — плотность воздуха при входе; S — площадь сечения канала B (принимается одинаковой по всей длине L канала); $m_{вх}$ — масса воздуха, поступающего в единицу времени (кг/с). Следовательно, $w_{вх} = f(m_{вх}; \rho_{вх})$. В свою очередь $m_{вх}$ зависит от перепада давлений p_D в объеме D и $p_{вх}$ при входе в канал B , а $\rho_{вх} = f(p_{вх})$. Следовательно, $w_{вх} = f(p_D; \rho_{вх})$ и тогда после разложения в ряд и линеаризации

$$\Delta w_{вх} = (\partial w_{вх}/\partial p_D) \Delta p_D + (\partial w_{вх}/\partial \rho_{вх}) \Delta \rho_{вх}.$$

Так как производная $\partial w_{вх}/\partial \rho_{вх}$ отрицательна, то переход к относительным отклонениям (15.22) приводит последнее выражение к виду

$$\rho_D = k_1 \psi_{вх} - k_2 \rho_{вх}, \quad (15.24)$$

где

$$k_1 = w_0/[k p_0 (\partial w_{вх}/\partial p_D)_0];$$

$$k_2 = |\partial w_{вх}/\partial \rho_{вх}|_0/(\partial w_{вх}/\partial p_D)_0.$$

Здесь p_0 — давление в объемах D и B в канале B при равновесном состоянии.

При записи второго граничного условия следует учесть, что как масса воздуха $m_{вых}$, выходящего из канала B в объем B в единицу времени, так и плотность этого воздуха $\rho_{вых}$ определяются давлением p_B в объеме B исполнительного элемента, поэтому с учетом обозначений (15.22)

$$\rho_B = k_3 \psi_{вых}, \quad (15.25)$$

где $k_3 = w_0/[k p_0 (\partial w_{вых}/\partial p_B)_0]$.

Граничные условия (15.24) и (15.25) дают возможность искать решение уравнений (15.23) с помощью двух функций от аргументов $(t - \beta T_0 v)$ и $(t + \beta T_0 v)$ в виде

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \Phi_1(t - \beta T_0 v) + \Phi_2(t + \beta T_0 v); \\ \psi &= (1/\beta) [\Phi_1(t - \beta T_0 v) - \Phi_2(t + \beta T_0 v)]. \end{aligned} \right\} \quad (15.26)$$

Правомочность выбора этих функций подтверждается тождеством, получаемым из уравнений (15.23) при подстановке переменных из выражений (15.26).

В формулах (15.26) два неизвестных $\Phi_1(t)$ и $\Phi_2(t)$, для определения которых и можно воспользоваться граничными условиями (15.24) и (15.25). В частности, для граничного условия (15.25) $\Delta x = L$, поэтому в соответствии с формулой (15.22) $v = 1$. Подстановка выражений (15.26) при $v = 1$ в граничное условие (15.25) дает

$$\Phi_2(t + \beta T_0) = B \Phi_1(t - \beta T_0),$$

где $B = (k_3 - \beta)/(k_3 + \beta)$.

С учетом выражения (15.16)

$$\Phi_2(t + \beta T_0) = B\Phi_1(t) e^{-\rho' t_{\text{зап}}} \quad (15.27)$$

или

$$\Phi_2(t) = B\Phi_1(t) e^{-\rho\tau}, \quad (15.28)$$

где $\tau = 2\beta T_0 = 2t_{\text{зап}}$.

При входе в канал B связи $\Delta x = 0$ и, следовательно, $v = 0$. Поэтому для первого граничного условия

$$\rho_{\text{вх}} = \Phi_1(t) + \Phi_2(t);$$

$$\psi_{\text{вх}} = (1/\beta) [\Phi_1(t) - \Phi_2(t)]$$

или с учетом выражения (15.28)

$$\rho_{\text{вх}} = \Phi_1(t) (1 + B e^{-\rho\tau});$$

$$\psi_{\text{вх}} = (1/\beta) \Phi_1(t) (1 - B e^{-\rho\tau}).$$

Подстановка полученных выражений в первое граничное условие (15.24) дает

$$\rho_d = [(k_1 + \beta k_2)/\beta] [1 + C e^{-\rho\tau}] \Phi_1(t), \quad (15.29)$$

где $C = (\beta k_2 + k_1)(k_3 - \beta)/[(\beta k_2 - k_1)(k_3 + \beta)]$.

Давление в камере исполнительного органа в соответствии с выражением (15.26) при $v = 1$ определяется выражением

$$\rho_v = \Phi_1(t - \beta T_0) + \Phi_2(t + \beta T_0)$$

или с учетом (15.27)

$$\rho_v = (1 + B) \Phi_1(t) e^{-\rho' t_{\text{зап}}}. \quad (15.30)$$

Сопоставление выражений (15.29) и (15.30) дает возможность связать временной функцией давление ρ_d на входе в канал связи с давлением ρ_v на выходе из канала связи в виде соотношения

$$\rho_d = (k_1 + \beta k_2) (1 + C e^{-\rho\tau}) \rho_v / [\beta (1 + B) e^{-\rho' t_{\text{зап}}}], \quad (15.31)$$

Для получения дифференциального уравнения дистанционной следящей передачи соотношение (15.31) необходимо дополнить уравнениями (15.3) задатчика и (15.7) исполнительного органа, что дает

$$d_{\text{сн}}(p) \varphi_{\text{вх}} = \varphi_{\text{вх}}, \quad (15.32)$$

где собственный оператор

$$d_{\text{сн}}(p) = d_d(p) d_{\text{ш0}}(p) \frac{(k_1 + \beta k_2) (1 + C e^{-\rho\tau})}{\beta (1 + B) e^{-\rho' t_{\text{зап}}}}. \quad (15.33)$$

Пусть $k = (k_1 + \beta k_2)/[\beta (1 + B)]$, тогда уравнение (15.33) можно представить в виде

$$[d_1(p) e^{\rho' t_{\text{зап}}} + d_2(p) e^{-\rho' t_{\text{зап}}}] \varphi_{\text{вх}} = \varphi_{\text{вх}}, \quad (15.34)$$

где $d_1(p) = d_d(p) d_{\text{ш0}}(p) k$ и $d_2(p) = d_d(p) d_{\text{ш0}}(p) k C$.

Если в процессе работы учитывать только сжимаемость воздуха и не учитывать волновые явления, то появление импульса $\Phi_{\text{вх}}$ от задатчика приведет лишь к изменению массы воздуха, сосредоточенного в соединительном канале. В этом случае $m_{\text{вх}} = f(p_{\text{д}})$ и $m_{\text{вых}} = f(p_{\text{в}})$, поэтому

$$\Delta m = (\partial m_{\text{вх}} / \partial p_{\text{д}}) \Delta p_{\text{д}} - (\partial m_{\text{вых}} / \partial p_{\text{в}}) \Delta p_{\text{в}}.$$

Изменение Δm массы воздуха в канале в единицу времени можно также определить в виде производной $\Delta m = d(\rho SL)/dt = SL(d\rho/dt)$. В связи с быстротечностью процессов теплообменом с внешней средой можно пренебречь и тогда $(\rho/\rho_0)^k = (p_{\text{в}}/p_0)$ или

$$d\rho/dt = [\rho_0/(k p_0)] (dp/dt) = (1/a^2) (dp/dt).$$

Без учета волновых явлений давление $p_{\text{в}}$ в камере исполнительного органа изменяется одновременно с давлением $p_{\text{в}}$ в канале связи. С учетом сказанного сопоставление полученных выражений дает

$$(SL/a^2) (d\Delta p_{\text{в}}/dt) = (\partial m_{\text{вх}} / \partial p_{\text{д}}) \Delta p_{\text{д}} - (\partial m_{\text{вых}} / \partial p_{\text{в}}) \Delta p_{\text{в}}$$

или

$$d_{\kappa}(p) p_{\text{в}} = p_{\text{д}}, \quad (15.35)$$

где собственный оператор соединительного канала

$$d_{\kappa}(p) = T_{\kappa} p + k_{\kappa};$$

$$T_{\kappa} = SL/[a^2 (\partial m_{\text{вх}} / \partial p_{\text{д}})_0];$$

$$k_{\kappa} = (\partial m_{\text{вых}} / \partial p_{\text{в}})_0 / (\partial m_{\text{вх}} / \partial p_{\text{д}})_0.$$

Подстановка выражения (15.35) в формулу (15.3) с учетом уравнения (15.7) приводит к дифференциальному уравнению следящей передачи (15.12), где

$$d_{\text{сп}}(p) = d_{\text{д}}(p) d_{\kappa}(p) d_{\text{ио}}(p).$$

Таким образом, переходные процессы следящей передачи, показанной на рис. 15.1, б, без учета волновых явлений описываются линейным дифференциальным уравнением четвертого порядка.

§ 15.5. УСТОЙЧИВОСТЬ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ

Устойчивость следящих систем, переходные процессы которых описываются дифференциальными уравнениями типа (15.12), оценивается теми же методами, что и линейных САР (см. гл. 10). При оценке устойчивости работы систем с чистым запаздыванием можно воспользоваться критерием устойчивости

Найквиста. Для этого необходимо предварительно построить амплитудно-фазовую частотную характеристику такой следящей передачи по амплитудно-фазовым частотным характеристикам входящих в нее элементов (см. рис. 15.1, а). Амплитудно-фазовая частотная характеристика следящей передачи без запаздывания в соответствии с уравнением (15.12) имеет вид

$$Y_B(i\Omega) = 1/[d_{\text{сш}}(i\Omega)].$$

Если же в структуру следящей передачи входит элемент с чистым запаздыванием, то в соответствии с уравнением (15.17)

$$Y(i\Omega) = e^{-i\Omega t_{\text{зап}}}/d_{\text{сш}}(i\Omega)$$

или

$$Y(i\Omega) = Y_0(i\Omega) Y_{\text{зап}}(i\Omega). \quad (15.36)$$

Здесь амплитудно-фазовая частотная характеристика элемента B , создающего чистое запаздывание:

$$Y_{\text{зап}}(i\Omega) = e^{-i\Omega t_{\text{зап}}}. \quad (15.37)$$

Так как

$$Y_B(i\Omega) = A_B(\Omega) e^{i\gamma_B(\Omega)},$$

то с учетом (15.36) и (15.37)

$$Y(i\Omega) = A_B(\Omega) e^{i[\gamma_B(\Omega) - \Omega t_{\text{зап}}]}. \quad (15.38)$$

Таким образом, для построения амплитудно-фазовой частотной характеристики следящей передачи с запаздыванием необходимо предварительно построить аналогичную характеристику передачи без запаздывания (кривая 1 на рис. 15.2), а затем радиусы-векторы $A_B(\Omega)$ этой характеристики повернуть на угол $\Omega t_{\text{зап}}$ по часовой стрелке. Полученные таким образом точки и будут искомыми точками амплитудно-фазовой частотной характеристики следящей передачи с чистым запаздыванием.

Следящая система будет работать устойчиво, если построенная таким образом амплитудно-фазовая частотная характеристика не охватывает точку $(-1; 0)$ так же, как и амплитудно-фазовая частотная характеристика устойчивой системы без запаздывания.

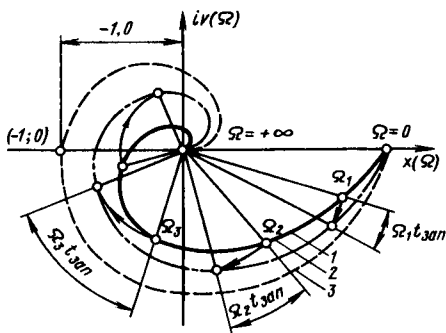


Рис. 15.2. Амплитудно-фазовые частотные характеристики следящей передачи: 1 — без запаздывания; 2 — с чистым запаздыванием; 3 — с запаздыванием на границе устойчивости

Следует при этом заметить, что увеличение времени запаздывания может привести систему на границу устойчивости (время запаздывания при этом называется критическим $t_{\text{зап}}^{\text{кр}}$) или сделать ее неустойчивой. В связи с этим представляет интерес определение критического времени запаздывания. Очевидно, что система окажется на границе устойчивости в том случае, если $A_B(\Omega_k) = 1,0$, где Ω_k — частота собственных незатухающих колебаний на границе устойчивости, соответствующая моменту пересечения амплитудно-фазовой частотной характеристикой 3 (см. рис. 15.2) точки с координатами $(-1; 0)$, фаза при этом должна составлять $\gamma_B(\Omega_k) - \Omega_k t_{\text{зап}}^{\text{кр}} = -\pi \pm 2\pi m$, где $m = 1, 2, 3, \dots$. Полученные соотношения дают возможность определить $t_{\text{зап}}^{\text{кр}}$ и Ω_k . Так, например, в соответствии с выражениями (15.13) без учета инерционности ($T_{\text{н0}} \approx 0$) и сил гидравлического трения ($T_{\text{н0}} \approx 0$) в исполнительном органе B (см. рис. 15.1, б)

$$Y_B(i\Omega) = 1/(k_{\text{сп}} + i\Omega T_1),$$

где $k_{\text{сп}} = k_D k_{\text{н0}}$; $T_1 = T_D k_{\text{н0}}$.
Так как

$$A_B(\Omega_k) = k_{\text{сп}} / \sqrt{1 + \Omega_k^2 T_1^2},$$

то $\Omega_k = \sqrt{(k_{\text{сп}}^2 - 1)/T_1^2}$ при $A_B(\Omega_k) = 1$, $at_{\text{зап}}^{\text{кр}} = (1/\Omega_k)[\pi + \gamma_B(\Omega_k)]$ для случая, показанного на рис. 15.2 (кривая 3). Так как $\gamma_B(\Omega_k) = -\text{arctg}(\Omega_k T_1)$, то $t_{\text{зап}}^{\text{кр}} = (1/\Omega_k)[\pi - \text{arctg} \times (\Omega_k T_1)]$. Увеличение времени запаздывания до значений $t_{\text{зап}} > t_{\text{зап}}^{\text{кр}}$ приведет следящую систему к неустойчивой работе.

Аналогичной методикой * можно воспользоваться и для оценки устойчивости следящей передачи с распределенными параметрами с помощью уравнения (15.32) или (15.34).

§ 15.6. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ

Для построения переходных процессов следящих систем, описываемых дифференциальными уравнениями типа (15.12), следует использовать методы, изложенные в гл. 11. Переходные процессы следящих систем с запаздыванием строятся с помощью уравнения (15.17), а систем с распределенными параметрами — с помощью уравнения (15.34).

Как известно, устойчивость работы системы определяется свободной составляющей (*весовой функцией*) переходного процесса. Эта составляющая, как и в обычных линейных системах, ищется в форме $\Phi_{\text{вых}} = C e^{pt}$, где C — константы интегрирования, значения которых зависят от начальных условий; p — корень харак-

* Попов Е. П. Динамика систем автоматического регулирования. М.: Госиздат техн.-теорет. лит., 1954. 798 с. (гл. XII).

теристического уравнения $d_{\text{сп}}(p) = 0$. В соответствии с уравнением (15.33) характеристическое уравнение рассматриваемой системы можно представить в виде

$$d_{\text{сп}}(p) = d_1(p) + d_2(p)e^{-p\tau} = 0. \quad (15.39)$$

Это трансцендентное уравнение, корни которого можно определить путем подстановок $p = \alpha + i\Omega$ и $e^{-p\tau} = e^{-\alpha\tau}(\cos \Omega\tau - i \sin \Omega\tau)$. В упрощенном случае, когда $T_{\text{ш0}} \approx T_{\text{кш0}} \approx 0$,

$$d_1(p) = T_1 p + k_1;$$

$$d_2(p) = T_2 p + k_2,$$

где $T_1 = T_{\text{дккш0}}$; $k_1 = k_{\text{спккш0}}$; $T_2 = T_{\text{дккш0C}}$; $k_2 = k_{\text{спккш0C}}$.

Подстановка развернутых выражений $d_1(p)$ и $d_2(p)$ и комплексных корней в уравнение (15.35) дает уравнение с вещественной и мнимой частями. Приравнивание этих частей нулю приводит к двум уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} (T_1\alpha + k_1) + [(T_2\alpha + k_2)\cos \tau\Omega + T_2\Omega \sin \tau\Omega] e^{-\alpha\tau} &= 0; \\ T_1\Omega - [(T_2\alpha + k_2)\sin \tau\Omega - T_2\Omega \cos \tau\Omega] e^{-\alpha\tau} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (15.40)$$

с двумя неизвестными (Ω и α).

Каждое из двух уравнений (15.36) дает возможность построить свою кривую $\Omega = f(\alpha)$ в плоскости (α ; Ω). Точки пересечения этих кривых соответствуют условию совместного решения уравнений (15.36), в связи с чем координаты точек пересечения представляют собой значения корней характеристического уравнения (15.35).

Знание числовых значений этих корней и начальных условий обеспечивает возможность построения свободной составляющей (весовой функции) переходного процесса следящей передачи.

КОМПЛЕКСНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

§ 16.1. СОСТАВ СИСТЕМ КОМПЛЕКСНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ

Системы комплексной автоматизации теплоэнергетических установок с двигателями внутреннего сгорания относятся к четвертой степени автоматизации (см. рис. 14.1). В таких системах двигатель оборудуется комплексом приборов, которые в соответствии с командами обслуживающего персонала осуществляют автоматическое управление режимами работы по заданной программе; автоматическое регулирование комплекса параметров, определяющих качественную работу установки; контроль за ее функционированием; автоматическую защиту; автоматическое диагностирование в процессе работы без разборки; автоматическое обслуживание двигателя и всех вспомогательных агрегатов. Управление и контроль могут выполняться дистанционно так, что непосредственно у двигателя штат обслуживающего персонала может быть существенно сокращен. Такая система автоматизации создает условия для работы двигателя в течение длительного времени без вмешательства обслуживающего персонала, за которым в таких случаях сохраняются задачи выбора программы управления и регулирования, периодического контроля за качеством выполнения системой ее функций, осуществление профилактических осмотров и, в случае необходимости, ремонта. Комплексная автоматизация представляет собой совокупность частных групп автоматизации, работающих автономно.

§ 16.2. КОМПЛЕКСНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Комплексная автоматизация широко используется в судовых теплоэнергетических установках, состоящих из главного двигателя (или двигателей при параллельной работе), судовой электростанции (несколько дизель-генераторов), компрессорной станции и совокупности вспомогательных агрегатов (различные емкости, насосы, баллоны, батареи и др.).

Комплексная система автоматизации применена, например, для управления теплоэнергетической установкой теплохода «Котовский»*. В состав установки входят: главный дизель с систе-

* Козьминых А. В., Запороженко Г. Г. Системы автоматизации теплохода «Котовский»//Судостроение. 1970. № 1. С. 41—46.

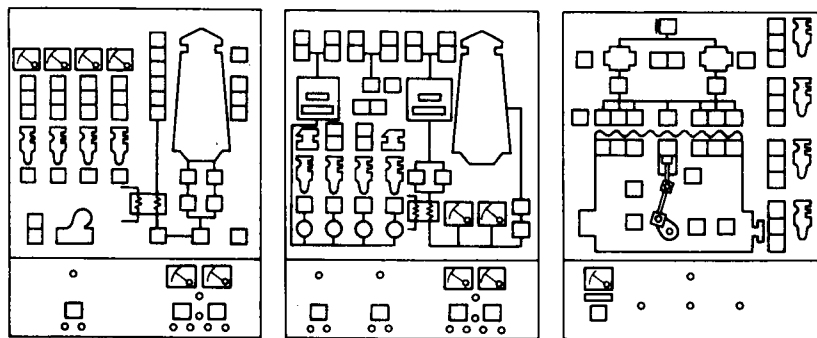


Рис. 16.1. Примеры мнемосхем пульта управления теплоэнергетической установкой теплохода «Котовский»

мой топливподготовки, четыре дизель-генератора, три винтовых рефрижераторных компрессора, работающих на фреоне, вспомогательный и утилизационные котлы, три воздушных компрессора и другое вспомогательное оборудование.

В систему комплексной автоматизации входят четыре автономные группы управления: главным дизелем; дизель-генераторами; судовыми и вспомогательными системами и механизмами; рефрижераторной установкой. Спроектированы группы так, что включают в свою структуру большое число взаимозаменяемых узлов. Все группы управления объединены системой централизованного контроля с акустическими, световыми и регистрирующими выходами. Связь между отдельными системами обеспечивается электронным логическим координатором, что увеличивает надежность всей системы автоматизации и силовой установки в целом.

Центральный пост управления (ЦПУ) расположен в тепло-звукоизолированном помещении с кондиционированием и с обзором машинного отделения через окна. В ЦПУ имеются пульт управления главным дизелем, распределительный щит судовой электростанции с автоматизированными и ручными дистанционными пуском и остановкой дизель-генераторов, мнемосхемы аварийно-предупредительной и исполнительной сигнализации о работе главного дизеля, дизель-генераторов и обслуживающих их механизмов, котельных агрегатов и рефрижераторных компрессоров, шкафы электронной аппаратуры, пишущие машинки для автоматической регистрации основных параметров работы, средства судовой связи (телеграф) и другие системы.

Мнемосхемы обеспечивают высокую наглядность поступающей информации, так как указывают не только на сигнал, но и на место его возникновения. Так, например, на рис. 16.1 схематически показаны три (из семи) мнемосхемы, иллюстрирующие работу систем масла (слева), топлива (в центре) и сигналов тревоги (справа).

На мнемосхемах предусмотрена также подача обобщенных аварийно-предупредительных сигналов в машинное отделение (световые и звуковые), к пульту управления, в каюты механиков и в кают-компанию.

Пульт управления на мостике включает пульт контроля за работой энергосиловой установки с переключателем программ. Система дистанционного автоматизированного управления может функционировать по трем программам управления главным дизелем, которые устанавливаются селектором (переключателем). При маневрировании переключатель устанавливается в положение «Маневры». Если включение программы произошло, загорается сигнал «Маневры». Частота вращения коленчатого вала устанавливается машинным телеграфом, а корректировка в пределах ± 25 1/мин осуществляется потенциометром. Переход на ходовой режим производится переводом переключателя в положение «На ходу». Введение в действие этой программы фиксируется световым сигналом «На ходу». Сигнал «Маневры» при этом гаснет, машинный телеграф по программе «На ходу» устанавливает количество подаваемого топлива. Увеличение частоты вращения от уровня маневрового (40—100 1/мин) до режимов «На ходу» (100—150 1/мин) осуществляется постепенно по программе.

Перевод работы на третью программу используется только при чрезвычайных обстоятельствах. Для этого переключатель программы переводится в положение «Аварийное», и сразу же отключаются все виды защиты двигателя и сигнализации о работе механизмов. Двигатель по этой программе будет работать даже при отсутствии смазывания и отказа системы охлаждения. Команды машинного телеграфа при этой программе реализуются системой ДАУ без задержки во времени.

Имеется кнопка для подачи сигнала на ЦПУ с просьбой переключения управления из ЦПУ на мостик. Как только переключение управления произойдет, загорается сигнал управления с мостика и гаснет сигнал управления из ЦПУ.

Все световые аварийные сигналы сопровождаются звуковыми.

Дистанционная система управления, осуществляемого как из ЦПУ, так и с мостика, автоматизирована, так как перемещение рукоятки машинного телеграфа ЦПУ в новое положение означает выбор определенной программы, предусматривающей последовательность выполнения набора операций, необходимых для выполнения команды. Например, при подаче команды «Реверс» вначале снижается частота вращения коленчатого вала до 50 1/мин, затем в цилиндры подается контрвоздух для торможения и т. д.

В качестве исполнительных органов в системе ДАУ используются: электродвигатель постоянного тока для изменения цикловой подачи топлива; пятипозиционный пневматический серводвигатель для выполнения операций пуска, остановки и реверса; двухпозиционный пневматический серводвигатель, включающий цир-

куляцию топлива в форсуночном трубопроводе при непродолжительных стоянках.

По трем программам («Стоянка», «Подготовка» и «В ходу») работает группа управления вспомогательными механизмами, выполняющая операции пуска и остановки механизмов, открытия и закрытия клапанов в системах пресной и заборной воды и др., пуска резервных насосов или воздушных компрессоров при снижении давления в контролируемой системе ниже установленного предельного уровня и обеспечивая температурный режим в системе охлаждения и смазочной системе (с помощью автономных регуляторов), автоматическое регулирование вязкости топлива и температуры наддувочного воздуха с контролем отклонения от точки росы, управление испарительной установкой, а также топливными и масляными сепараторами по специальной программе.

Группа управления судовой электростанцией выполняет операции пуска дизель-генераторов, синхронизации и ввода в параллельную работу. Очередность пуска дизель-генераторов устанавливается обслуживающим персоналом для обеспечения равномерного распределения рабочих часов. Последующий дизель-генератор включается при достижении 80 % нагрузки от номинальной уже работающих дизель-генераторов. При снижении нагрузки дизель-генераторы отключаются последовательно автоматически. Отключенные дизель-генераторы поддерживаются в горячем состоянии постоянной готовности к пуску. Если в смазочной системе упадет давление или в картере образуется взрывоопасная смесь, дизель-генератор отключается немедленно и затем включается другой. Если же повысится температура масла, охлаждающей воды или отработанных газов или прервется поток охлаждающей жидкости, то вначале включается резервный дизель-генератор, а затем отключается тот, у которого появилась неисправность.

Управление рефрижераторной установкой осуществляется специальной группой управления так же, как и работой паровых котлов. Их системы управления обеспечивают заданный режим горения в топке вспомогательного котла, производительности утилизационного котла, работы питательных насосов и т. д.

Все группы управления и централизованная система контроля и защиты могут выполнять возложенные на них функции за счет бесперебойного поступления достаточного объема информации о состоянии главного двигателя и вспомогательных агрегатов в ЦПУ, на мостик, в САР. Эта первичная информация формируется разветвленной сетью 360 датчиков (рис. 16.2), из которых 160 датчиков установлено непосредственно на главном двигателе. В состав системы сбора информации входят датчики температур (t), уровней (H), давлений (p), частоты вращения (ω), плотности паров масла в картере (r); контроля дозировки топлива (g_n); непрерывности потока масла охлаждения поршней (Φ); положения вала регулировки подачи топлива (m), а также датчики кон-

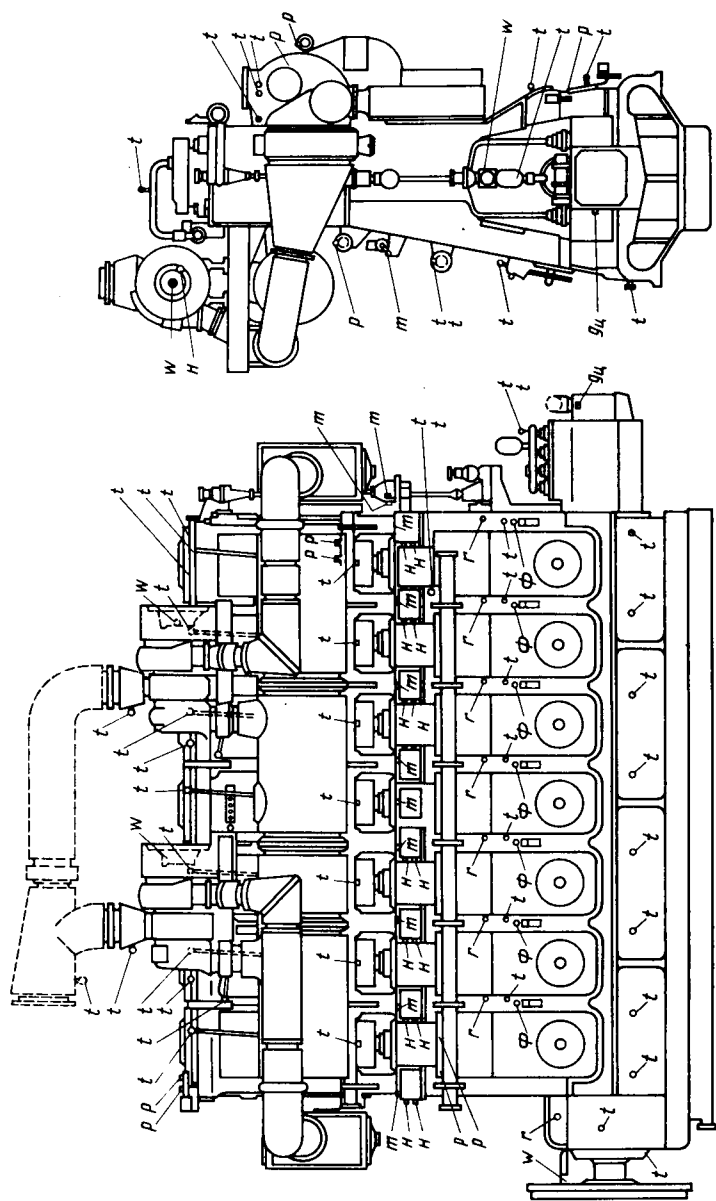


Рис. 16.2. Расположение датчиков на главном двигателе теплохода «Котовский»

троля работы навешенных на главный дизель механизмов и устройств, датчики контроля температуры точки росы и акустического контроля.

В качестве датчиков температуры использованы малоинерционные платиновые терморезисторы (см. рис. 14.5, б), а датчики температуры точки росы наддувочного воздуха выполнены по схеме, показанной на рис. 14.5, г.

Датчики непрерывности потока жидкости имеют устройство, схема которого показана на рис. 14.3, д. Регистрация частоты вращения главного дизеля обеспечивается с помощью индукционных датчиков (см. рис. 14.5, а). Давление контролируется дискретными (см. рис. 14.3, б) или аналоговыми датчиками.

Датчики контроля уровня жидкости (см. рис. 14.3, ж) установлены на лубрикаторах цилиндровой смазочной системы, на турбокомпрессорах для контроля уровня масла в их ваннах и в сточных трубах слива масла охлаждения поршней. Такая система многочисленных датчиков способна заблаговременно предупредить об отклонении процессов от нормального протекания задолго до возникновения аварийной ситуации.

Информация от датчиков поступает в две ЭВМ и на семь мнемосхем (см. рис. 16.1). На световые табло могут быть вызваны 184 параметра (92 за цикл) путем съема показаний по соответствующей программе датчиков в течение 20 с (за цикл). Все сигналы от датчиков разбиты на легкие (если отклонение значения параметра от заданного не может вызвать аварию за короткий интервал времени) и тяжелые, появление которых может привести установку в аварийное состояние. Через заданный интервал времени пишущие машинки регистрируют 33 параметра главного двигателя и 31 параметр судовой электростанции. При возникновении сигнала «легкой» тревоги дается звуковой сигнал, на мнемосхеме загорается световое табло, а пишущая машинка записывает красным цветом текущее значение параметра, вызвавшего тревогу.

Если же сигнал тревоги относится к числу «тяжелых», то одновременно со звуковым и световым сигналами нагрузка двигателя снижается на 20 %. В тех же случаях, когда «тяжелый» сигнал вызван снижением давления масла за минимально допустимый предел, двигатель останавливается немедленно, а машинка записывает код параметра, вызвавшего «тяжелый» сигнал тревоги и остановку двигателя.

При наличии комплексной автоматизации в машинном отделении дежурство несет только один вахтенный. Для обеспечения безопасности плавания вахтенный периодически нажатием кнопки обязан сообщать на ходовой мостик о своем присутствии в машинном отделении. Если такой сигнал на мостик не поступает, в машинное отделение поступает напоминающий сигнал. Если и после этого ответа из машинного отделения не поступит, вырабатывается сигнал тревоги, причина появления которого должна быть выяснена немедленно.

В машинном и рефрижераторном отделениях, в ЦПУ, мастерской, кладовых и в ряде других помещений расположено 35 датчиков ионизационного типа пожарной сигнализации. Датчики разбиты на девять групп. Сигнальный щит установлен в ходовой рубке, а обобщенный сигнал подается в ЦПУ, в каюты механиков и кают-компанию.

Бесперебойная работа пожарной сигнализации обеспечивается автономной аккумуляторной батареей с автоматической подзарядкой от судовой сети.

Исправность цепей управления и аварийной сигнализации проверяется специальной тестовой системой. Ее сигналы имитируют работу силовой установки специальными приборами при неработающем главном дизеле.

Работа главного дизеля и газотурбонагнетателей прослушивается системой акустического контроля с помощью узкополосных микрофонов с системой усиления и автоматического включения. Если шум работы отклонится от нормы, то в ЦПУ включится динамик и световой сигнал, указывающий группу, вызвавшую этот сигнал.

Специалисты Черноморского пароходства и Одесского высшего инженерного морского училища провели тщательное рейсовое обследование рассмотренной системы комплексной автоматизации и пришли к выводу, что на теплоходе «Котовский» она отвечает современным требованиям, позволяет сократить штат обслуживающего персонала и повышает надежность работы теплоэнергосиловой установки в целом.

Дальнейшее совершенствование приборов и систем автоматизации, повышения их надежности, широкое применение ЭВМ и микропроцессорной техники с целью оптимизации эксплуатационных показателей и безразборной диагностики будут способствовать созданию условий для длительной автономной работы теплоэнергетических установок без вмешательства обслуживающего персонала.

Каждая дисциплина, включенная в учебный план высшей школы, должна обеспечивать получение и закрепление знаний для решения на ЭВМ практических задач, связанных с изучаемым материалом. Одной из таких дисциплин учебного плана по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» является «Автоматическое регулирование и автоматизация ДВС». В учебник включены краткие сведения по использованию ЭВМ при решении отдельных задач, связанных с анализом динамических свойств элементов и САР. Задачи подобраны в порядке постепенного их усложнения, что облегчает усвоение изучаемого материала.

Программы, составленные на языке ФОРТРАН, обеспечивают возможность работы на видеотерминале. Программы в прил. 2 и 3 разработаны канд. техн. наук доц. Юговым В. П., в прил. 1, 4—7 разработаны инж. Трифионовым В. Л.

Для большего удобства использования программ ниже приведена таблица идентификаторов принятых обозначений.

Параметр	Идентификатор	Параметр	Идентификатор	Параметр	Идентификатор
Φ	Y (1)	θ_p	TEP	k_d	KD
Φ_k	Y (2)	$A_{дн}(\Omega)$	AFC	$k_{дн}$	KDH
η	Y (3)	$\gamma_{дн}(\Omega)$	AFAC	k_b	KB
$\dot{\eta}$	Y (4)	$x_{дн}(\Omega)$	XAFFC	k_k	KKAPPA
ρ	Y (5)	$y_{дн}(\Omega)$	YAFFC	k_R	KR
ϵ	Y (6)	T_d	TD	δ^z	DELZ
α	ALFA	$T_{д1}$	TD1	θ_b	TETB
Φ_b	FIB	$T_{д2}$	TD2	θ_h	TETH
Φ_e	FIEPS	T_k	TKAPPA	θ_p	TETP
Φ_n	FIN	T^2	TTU	θ_r	TETRO
Φ_{max}	FIMAX	T^p	TP2	θ_k	TETKAP
κ_b	KAPB	T_k	TK	α_d	ALFD
κ	Y (7)	T_R	TR	α_p	ALFP
t	T	$\kappa_{вн}$	KAPBH	EPS	EPS
ω	OM	$\kappa_{вT}$	KAPBT	Ω	OMEGA
θ_d	TETD				

Переходные процессы двигателей внутреннего сгорания первого порядка
(без наддува)

Исходные данные:

 $T_d = 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0$ с; $k_d = 0,2$; $\kappa_v = 1,0$; $h = 0,1$

```

a)  PROGRAM TECT1
      DIMENSION TD(5)
      DATA TD/.1,.2,.4,.6,1./
      CALL OBIN(.2,TD,1.,0.05,.1)
      STOP
      END

```

```

C=====
C-----П/П РАСЧЕТА ПП ПО ФОРМУЛЕ ОБЩЕГО ИНТЕГРАЛА
      SUBROUTINE OBIN(KD,TD,KAPB,EPS,H)
      DIMENSION TD(5),X(5),Y1(5)
      REAL KD,KAPB
      T=0.
      B=KAPB/KD
      FIEPS=B*(1.-EPS)
1     DO 2 I=1,5
        X(I)=1.-EXP(-KD*T/TD(I))
        Y1(I)=B*X(I)
2     CONTINUE
      WRITE(1,20) T,Y1
20    FORMAT(2X,'T=',F6.3,5(2X,'F1=',F6.3))
      DO 3 I=1,5
        IF(Y1(I).LE.FIEPS) GOTO 4
3     CONTINUE
      RETURN
4     T=T+H
      END

```

```

      PROGRAM TECT2
      DIMENSION TD(5)
      DATA TD/.1,.2,.4,.6,1./
      CALL METEL(.2,TD,1.,0.05,.1)
      STOP
      END

```

```

C=====
C-----П/П РАСЧЕТА ПП ЧИСЛ.ИНТЕГРИРОВАНИЕМ МЕТОДОМ ЭЙЛЕРА
      SUBROUTINE METEL(KD,TD,KAPB,EPS,H)
      DIMENSION TD(5),A(5),B(5),Y1(5)
      REAL KD,KAPB
      T=0.
      DO 1 I=1,5
        A(I)=KD/TD(I)
        B(I)=KAPB/TD(I)
1     Y1(I)=0.
      FIEPS=KAPB/KD*(1.-EPS)
      WRITE(1,20) T,Y1
2     T=T+H
      DO 3 I=1,5
        Y1(I)=Y1(I)+H*(B(I)-A(I)*Y1(I))
        WRITE(1,20) T,Y1
20    FORMAT(2X,'T=',F6.3,5(2X,'F1=',F6.3))
      DO 4 I=1,5
        IF(Y1(I).LE.FIEPS) GOTO 2
4     CONTINUE
      RETURN
      END
      PROGRAM TECT3

```

```

8) CALL RUKU(.2,.4,1.,.05,.1)
   STOP
   END
C=====
SUBROUTINE RUKU(KD,TD,KAPB,EPS,H)
C-----П/ПР РАСЧЕТА ПП ЧИСЛ.ИНТЕГРИРОВАНИЕМ МЕТОДОМ РУНГЕ-КУТТА
REAL KD,KAPB
A=KD/TD
B=KAPB/TD
T=0.
Y1=0.
Z1=0.
FIEPS=KAPB/KD*(1.-EPS)
WRITE(1,20) T,Y1
1  S=H*(B-A*Y1)
   I=S
   T=T+H/2.
   Y1=Y1+S/2.
   DO 2 I=1,2
   S=H*(B-A*Y1)
   I=I+2.*S
2  Y1=Z1+S/2.
   T=T+H/2.
   Y1=Y1+S/2.
   I=I+H*(B-A*Y1)
   Y1=Z1+I/6.
   Z1=Y1
20  WRITE(1,20) T,Y1
    FORMAT(2X,'T=',F6.3,3X,'FI=',F6.3)
    IF(Y1,LE.FIEPS) GOTO 1
    RETURN
    END

```

Приложение 2

Амплитудные, фазовые и амплитудно-фазовые частотные характеристики двигателей внутреннего сгорания второго порядка (с газотурбинным наддувом)

Исходные данные:

$T_{д2} = 0,02$ с; $T_{д1} = 0,2$ с; $k_{дн} = 0,4$; $k_{ж} = 0,1$; $\alpha_{д} = 0$; $T_{ж} = 0$; $0,02$; $0,05$; $0,1$; $0,2$; $0,5$ с

```

C=====
C  ПРОГРАММА "АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНАЯ, ФАЗОВАЯ ЧАСТОТНАЯ И
C  АМПЛИТУДНО-ФАЗОВАЯ ЧАСТОТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ"
C=====
PROGRAM AFX
REAL KDN,KKAPPA
C-----ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ -----
DATA KDN,TD1,TD2,KKAPPA,TKAPPA/0.4,0.2,0.02,0.1,0./
10 OM=0.
WRITE(1,20) KDN,TD1,TD2,KKAPPA,TKAPPA
20 FORMAT(////
&/' РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПО ПРОГРАММЕ "АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНАЯ,'
&/' ФАЗОВАЯ ЧАСТОТНАЯ И АМПЛИТУДНО-ФАЗОВАЯ ЧАСТОТНАЯ'
&/' ХАРАКТЕРИСТИКИ"'/

```

```

&/' ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:'
&/' KDH ='F5.2' TD1 ='F5.2' TD2 ='F6.3' KKAPPA ='F4.2'
&/' TKAPPA ='F5.2'
&/' ЧАСТОТА АЧХ АФХ А Ф Ч X'
&/' X АФЧХ Y АФЧХ'

C1=TD1**2-2.*TD2**2*KDH
C2=TKAPPA*TD2**2
C3=TD1*KKAPPA-TKAPPA*KDH
C4=TKAPPA*TD1-KKAPPA*TD2**2
C5=KKAPPA*KDH
30 AFC=SQRT(((TKAPPA*OM)**2+KKAPPA)/((TD2*OM)**4+C1*OM**2+
& KDH**2))
AFAC=-ATAN(OM*(C2*OM**2+C3)/(C4*OM**2+C5))
XAFFC=(C4*OM**2+C5)/((TD2*OM)**4+C1*OM**2+KDH**2)
YAFFC=-((C2*OM**2+C3)*OM)/((TD2*OM)**4+C1*OM**2+KDH)
WRITE(1,40) OM,AFC,AFAC,XAFFC,YAFFC
40 FORMAT(F12.3,F9.3,F10.3,F11.3,F12.3)
IF(OM,GE,0.99) GO TO 50
OM=OM+0.1
GO TO 60
50 OM=OM*1.2
60 IF(AFC,GT,1.E-3) GO TO 30
IF(TKAPPA,GT,0.01) GO TO 70
TKAPPA=0.02
GO TO 10
70 IF(TKAPPA,GT,0.04) GO TO 80
TKAPPA=0.05
GO TO 10
80 IF(TKAPPA,GT,0.09) GO TO 90
TKAPPA=0.1
GO TO 10
90 IF(TKAPPA,GT,0.19) GO TO 100
TKAPPA=0.2
GO TO 10
100 IF(TKAPPA,GT,0.49) STOP
TKAPPA=0.5
GO TO 10
END

```

Приложение 3

Переходные процессы двухимпульсного (по скорости и ускорению)
автоматического регулятора прямого действия

Исходные данные:

$T_D^2 = 16 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-2}$; $T_K = 0,04 \text{ с}$; $\delta_z = 0,6$; $\Phi_B = 1,0$; $T_R = 0$; 0,02; 0,04;
0,06; 0,07; 0,08; 0,1 с

```

PROGRAM REG2
C-----РАСЧЕТ ПП ДВУХИМПУЛЬСНОГО РЕГУЛЯТОРА ПРИ S>0
DIMENSION TRD(7)
DATA TP2,TK,DELZ,FIB/16.E-5,0.04,0.6,1./
DATA TRD/0.,0.02,0.04,0.06,0.07,0.08,0.1/
S=TK**2-4.*TP2*DELZ
P1=0.5*(-TK+SQRT(S))/TP2
P2=0.5*(-TK-SQRT(S))/TP2
C1=FIB/DELZ
C2=P2/(P2-P1)
C3=P1/(P2-P1)
C4=FIB/(TP2*(P2-P1))
TRMAX=2.*TP2/(TK-SQRT(S))
DO 50 I=1,7

```

```

TR=TRD(I)
T=0.
WRITE(1,10) TP2,TK,DELZ,FIB,TR
10  FORMAT(/// РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПО ПРОГРАММЕ "REG2"
&  // ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:/'/' TP2='E11.4' TK='F5.2' DELZ=',
&  F5.2/' FIB='F5.2' TR='F5.2/6X'ВРЕМЯ'10X'ETA')
15  EK1=EXP(P1*T)
EK2=EXP(P2*T)
Y3=C1*(1.-C2*EK1+C3*EK2)+C4*TR*(EK2-EK1)
IF(T.LT.1.E-5) Y3=0.
WRITE(1,20) T,Y3
20  FORMAT(2E)
IF(T.GT.0.01) GOTO 30
T=T+0.001
GOTO 45
30  T=T+0.01
45  IF(T.LT.0.6) GOTO 15
IF(TR.GT.TRMAX) GOTO 60
WRITE(1,55)
55  FORMAT(// *** МАКСИМУМА НЕ СУЩЕСТВУЕТ ***')
GOTO 50
60  ARG1=2.*TP2-TR*(TK+SQRT(S))
ARG2=2.*TP2-TR*(TK-SQRT(S))
TARG=TP2/SQRT(S)*ALOG(ARG1/ARG2)
EK1=EXP(P1*TARG)
EK2=EXP(P2*TARG)
Y3=C1*(1.-C2*EK1+C3*EK2)+C4*TR*(EK2-EK1)
35  WRITE(1,35) TR,TARG,Y3
50  FORMAT('X' TR='E11.4' T='E11.4' ETAMAX='E11.4')
CONTINUE
END
PROGRAM REG22
C-----РАСЧЕТ ПП АВУХИМПУЛЬСОВОГО РЕГУЛЯТОРА ПРИ S<0.
COMMON C1,C2,A,ALFA,OM,GAMMA,TR
DIMENSION TRD(12)
DATA TP2,TK,DELZ,FIB/0.0016,0.04,0.6,1./
DATA TRD/0.,.02,.04,.06,.062,.064,.066,.068,.07,
&  .08,.09,.1/
ALFA=-0.5*TK/TP2
OM=0.5*SQRT(4.*TP2*DELZ-TK**2)/TP2
C1=FIB/DELZ
C2=FIB/TP2/OM
A=SQRT((ALFA/OM)**2+1.)
GAMMA=ATAN(-OM/ALFA)
SG=SIN(GAMMA)
DO 50 I=1,12
TR=TRD(I)
T=0.
WRITE(1,10) TP2,TK,DELZ,FIB,TR,A,GAMMA,SG
10  FORMAT(/// РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПО ПРОГРАММЕ "REG22"
&  // ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:/'/' TP2='E11.4' TK='F6.2' DELZ=',
&  F5.1' FIB='F5.1/' TR='F7.3/' A='E' GAM='E' SIN(GAM)='
&  E/'/' ВРЕМЯ ETA')
15  Y3=E(T)
WRITE(1,20) T,Y3
20  FORMAT(2E)
IF(T.GT.0.091) GOTO 30
T=T+0.01
GOTO 45
30  IF(T.GT.0.499) GOTO 40
T=T+0.05
GOTO 45
40  IF(T.GT.0.499) GOTO 40
T=T+0.05
GOTO 45
45  IF(T.GT.0.499) GOTO 40
T=T+0.05
GOTO 45

```

```

40      T=T+0.1
45      IF(T.LT.1.01) GOTO 15
50      CONTINUE
      END
C-----
      FUNCTION E(T)
      COMMON C1,C2,A,ALFA,OM,GAMMA,TR
      EAT=EXP(ALFA*T)
      E=C1*(1.-A*EAT*SIN(OM*T+GAMMA))+C2*TR*EAT*SIN(OM*T)
      END

```

Приложение 4

Оценка устойчивости систем автоматического регулирования

Исходные данные:

$T_p^2 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2$; $T_k = 0,04 \text{ с}$; $\delta_z = 0,6$; $T_d = 0,4 \text{ с}$; $k_d = 0,3$; $T_R = 0$;
 002; 0,04; 0,064; 0,08; 0,1 с.

```

a)      PROGRAM GO
      REAL KD
      COMMON/DU/ KD,TD,DELZ,TK,TP2,TR(4)
      DATA KD/.3/,TD/.4/,DELZ/.6/,TP2/16.E-3/,
      & TK/.04/,TR/0.,.02,.06,.08/
      CALL OPUS
      STOP
      END
C-----

```

а. Ввод данных и обращение к подпрограммам

```

      SUBROUTINE OPUS
C----- П/П ВВОДА ДАННЫХ И ОБРАЩЕНИЯ К П/П-МАМ
      REAL KD
a)      DIMENSION A(4),S(3,3),Y(3,3),X(3,3),NP(4),
      & Z(4,2),R(4,2)
      COMMON/DU/ KD,TD,DELZ,TK,TP2,TR(4)
      S(1,1)=-KD/TD
      S(1,2)=-1./TD
      S(1,3)=0.
      S(2,2)=0.
      S(2,3)=1.
      S(3,2)=-DELZ/TP2
      S(3,3)=-TK/TP2
      WRITE(1,20) KD,TD,DELZ,TK,TP2,DELZ
      DO 2 J=1,4
      S(2,1)=TR(J)/TP2
      S(3,1)=(1.-TK*TR(J)/TP2)/TP2
      WRITE(1,25) TR(J)
20      FORMAT(5X,'***** ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ *****'
      & /5X,'KD=',F4.2,' TD=',F5.3,' TK=',F5.3,
      & ' TP2=',F8.6,' DELZ=',F5.3)
25      FORMAT(5X,'*** УСТОЙЧ.СИСТЕМЫ ПРИ TR=',F5.3)
      CALL FLEUER(3,4,S,A,Y,X,NP,1)
      CALL TBRAUS(A,4,Z,4,2,1)
      CALL RAUS(A,4,Z,4,2,1)
2      CONTINUE
      STOP
      END
C-----

```


6. Вычисление коэффициентов характеристического полинома

```

8) C----- SUBROUTINE FLEVER(M,MP,B,A,C,D,NP,KP)
           П/ПР ВЫЧИСЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ХАРАКТ. ПОЛИНОМА
           DIMENSION A(MP),NP(MP),B(M,M),C(M,M),D(M,M)
           DO 2 I=1,M
           DO 2 J=1,M
2          D(I,J)=B(I,J)
           A(1)=1.
           DO 8 I=1,M
           S=0.
           DO 3 J=1,M
           S=S+D(J,J)
3          Q=S/I
           DO 4 J=1,M
           D(J,J)=D(J,J)-Q
           DO 6 J=1,M
           DO 6 L=1,M
           R=0.
           DO 5 K=1,M
           R=R+B(J,K)*D(K,L)
5          C(J,L)=R
           DO 7 J=1,M
           DO 7 L=1,M
           D(J,L)=C(J,L)
7          A(I+1)=-Q
           IF(KP.EQ.0) GOTO 10
           MM=M+1
           DO 9 I=1,MM
           NP(I)=MM-I
           WRITE(1,20)(NP(I),A(I),I=1,MM)
20          FORMAT(10X,5(' '), ' КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛИНОМА ',
           & 5(' ')/2(6X,'A(',I1,')=' ,E12.5))
           &
10         RETURN
           END

```

в. Вычисление таблицы Рауса

```

8) C----- SUBROUTINE TBAUS(A,MP,R,NN,M,KL)
           П/ПР ВЫЧИСЛЕНИЯ ТАБЛИЦЫ РАУССА
           DIMENSION A(MP),R(NN,M)
           DO 1 I=1,NN
           DO 1 J=1,M
1          R(I,J)=0.
           DO 4 J=1,M
           R(1,J)=A(2*J-1)
           IF(NN-2*J) 3,2,2
           R(2,J)=A(2*J)
           GOTO 4
           R(2,J)=1.E-25
           CONTINUE
           DO 5 I=3,NN
           AA=R(I-2,1)/R(I-1,1)
           MM=M-(I-NN/(2*M))/2
           DO 5 K=1,MM
           IF(K+1.GT.M) GOTO 5
           R(I,K)=R(I-2,K+1)-AA*R(I-1,K+1)
5          CONTINUE
           IF(KL.EQ.0) GOTO 8
           L=0
           WRITE(1,20)
           DO 7 I=1,NN

```

г. Определение устойчивости

```

2) 7      WRITE(1,25)(R(I,J),J=1,M)
      L=L+1
      IF(KL.GT.L) GOTO 6
20     FORMAT(/5X,'***** ТАБЛИЦА РАУССА *****')
25     FORMAT(4X,10(E12.5,3X))
8      RETURN
      END
C-----

C----- SUBROUTINE RAUS(A,MP,B,NN,M,KP)
C----- П/ПР ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПО РАУССУ
      DIMENSION A(MP),B(NN,M)
      DO 6 I=1,NN
      DO 6 J=1,M
6       B(I,J)=0.
      KN=0
      DO 9 J=1,M
      B(1,J)=A(2*J-1)
      IF(B(1,J).LE.0.) KN=KN+1
7       IF(NN-2*J) 8,7,7
      B(2,J)=A(2*J)
      IF(B(2,J).LE.0.) KN=KN+1
      GOTO 9
8       B(2,J)=1.E-25
9       CONTINUE
      DO 11 I=3,NN
      AA=B(I-2,1)/B(I-1,1)
      MM=M-(I-NN/(2*M))/2
      DO 10 K=1,MM
      IF(K+1.GT.M) GOTO 11
10      B(I,K)=B(I-2,K+1)-AA*B(I-1,K+1)
      IF(B(I,1).LE.0.) KN=KN+1
11      CONTINUE
      IF(KP.EQ.0) GOTO 15
      IF(KN.NE.0) GOTO 12
      WRITE(1,20)
      GOTO 15
12      WRITE(1,25)
      WRITE(1,30)
      DO 13 I=1,NN
13      WRITE(1,35)(B(I,J),J=1,M)
20      FORMAT(/' ***** СИСТЕМА УСТОЙЧИВА!! *****')
25      FORMAT(/' ***** СИСТЕМА НЕУСТОЙЧИВА?? *****')
30      FORMAT(/' ***** ТАБЛИЦА РАУССА *****')
35      FORMAT(4X,10(E12.5,3X))
15      RETURN
      END

```

Приложение 5

Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования третьего порядка методом Рунге—Кутта

Исходные данные:

$T_d = 0,4$ с; $k_d = 0,2$; $T_p^2 = 16 \cdot 10^{-5}$; $16 \cdot 10^{-4}$; $8 \cdot 10^{-5}$; $8 \cdot 10^{-4}$ с²; $\alpha_d = -1,0$;
 $\alpha_p = 0$; $T_K = 0,02$; $0,04$; $0,06$; $0,08$ с; $\delta_z = 0,2$; $0,4$; $0,6$; $0,8$; $T_R = 0$

```

PROGRAM CAP3
REAL KD
COMMON/DU/ KD, TD, TR, DELZD(4), TKD(4), TP2D(4)
COMMON/ALF/ ALFD, ALFP, TEP
DATA KD/.2/, TD/.4/, DELZD/.6, .2, .4, .8/, TR/0./,
& TP2D/16.E-5, 16.E-4, 8.E-5, 8.E-4/, TKD/.04, .02, .06, .08/,
& ALFD/-1./, ALFP/0./, TEP/1./
CALL RUKU4(0.005, 2, 0.1)
STOP
END

```

```

C=====
C----- SUBROUTINE RUKU4(H,M,TKOH)
C----- П/П РАЧЕТА ПП CAP 3-ГО ПОРЯКА МЕТОДОМ РУНГЕ-КУТТА
DIMENSION A(3,4), D(3,4), F(3,4), S(3,4), Y(3,4), Z(3,4)
COMMON/DU/ KD, TD, TR, DELZD(4), TKD(4), TP2D(4)
COMMON/ALF/ ALFD, ALFP, TEP
REAL KD
P1=KD/TD
P2=1./TD
P3=1./TD
WRITE(1,100) KD, TD, TR
DO 13 II=1,3
DO 12 J=1,4
GOTO(1,2,3), II
1 DELZ=DELZD(J)
TK=TKD(1)
TP2=TP2D(1)
WRITE(1,101) DELZ, TK, TP2
GOTO 4
2 DELZ=DELZD(1)
TK=TKD(J)
TP2=TP2D(1)
WRITE(1,102) TK, DELZ, TP2
GOTO 4
3 DELZ=DELZD(1)
TK=TKD(1)
TP2=TP2D(J)
WRITE(1,103) TP2, DELZ, TK
4 B1=TK/TP2
B2=DELZ/TP2
B3=1./TP2
T=0.
WRITE(1,104) T, (Y(I,J), I=1,2)
5 JEK=JEK+1
F(1,J)=-P1*Y(1,J)-P2*Y(2,J)-P3*ALFD
F(2,J)=Y(3,J)
F(3,J)=B3*Y(1,J)-B2*Y(2,J)-B1*Y(3,J)-TEP*ALFP/TP2
DO 7 I=1,3
S(I,J)=H*F(I,J)
D(I,J)=S(I,J)
7 Y(I,J)=A(I,J)+S(I,J)/2.
T=T+H/2.
DO 9 K=1,2
F(1,J)=-P1*Y(1,J)-P2*Y(2,J)-P3*ALFD
F(2,J)=Y(3,J)
F(3,J)=B3*Y(1,J)-B2*Y(2,J)-B1*Y(3,J)-TEP*ALFP/TP2
DO 8 I=1,3
S(I,J)=H*F(I,J)
D(I,J)=D(I,J)+2.*S(I,J)
9 Y(I,J)=A(I,J)+S(I,J)/2.
T=T+H/2.
DO 10 I=1,3
10 Y(I,J)=A(I,J)+S(I,J)
F(1,J)=-P1*Y(1,J)-P2*Y(2,J)-P3*ALFD
F(2,J)=Y(3,J)

```

```

F(3,J)=B3*Y(1,J)-B2*Y(2,J)-B1*Y(3,J)-TEP*ALFP/TP2
DO 11 I=1,3
Y(I,J)=A(I,J)+(D(I,J)+H*F(I,J))/6.
11 A(I,J)=Y(I,J)
IF(JEK.LT.M) GOTO 5
WRITE(1,104) T,(Y(I,J),I=1,2)
JEK=0
IF(T.LT.TKOH) GOTO 5
12 CONTINUE
13 CONTINUE
100 FORMAT(/X,'*** ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ САР-3 ПРИ'/5X,'KD=',
& F5.2' TD='F5.3' TR='F4.2')
101 FORMAT(5X,'DELZ='F4.2' TK='F4.2' TP2='F7.5)
102 FORMAT(5X,'TK='F4.2' DELZ='F4.2' TP2='F7.5)
103 FORMAT(5X,'TP2='F7.5' DELZ='F4.2' TK='F4.2)
104 FORMAT(3X,'T='F5.3' FI='E11.4' ETA='E11.4)
RETURN
END

```

Приложение 6

Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования третьего порядка с учетом ограничений положений рейки

Исходные данные

Параметр	Числовое значение	Параметр	Числовое значение
k_B	2,166	θ_p	0,0141
k_D	0,472	θ_K	1,169
k_R	4,19	κ_{BH}	0,212
δ_z	0,5383	κ_{BT}	-0,247
T_D	0,623	φ_n	0,308
T_{B2}	0,06116	φ_{max}	0,583
T_P	0,000149	α_p	1,0
T_T	0,1886	θ_p	0,37
θ_B	0,6119	α_D	0
θ_h	0,0376	θ_p	0,616

```

PROGRAM DIZEL
C-----ПРОГРАММА ПОСТРОЕНИЯ ПП САР-3 (ДИЗЕЛЬ+РЕГУЛЯТОР)
C----- С УЧЕТОМ ОГРАНИЧЕНИЙ ПОЛОЖЕНИЙ РЕЙКИ ТН
REAL KB,KD,KR,KARBH,KARBT
COMMON/TU/ KB,KD,KR,TD,TK,TP2,TTU,DELZ,ALFD,ALFP,
& TETB,TETH,TETR,TETKAP,TETRO,TEP,TETD
COMMON/YF/ Y(7),F(6)
COMMON/M/ M1,H,T,M
TYPE 200
200 FORMAT(/' ЗАДАЙТЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ДВИГАТЕЛЯ И РЕГУЛЯТОРА:'
& KD ; TD ; TETRO ; TP**2 ; TK ; DELZ')
ACCEPT *,KD,TD,TETRO,TP2,TK,DELZ
TYPE 205
205 FORMAT(/' ЗАДАЙТЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА ,'/
& 'ВПУСКНОГО И ВЫПУСКНОГО КОЛЛЕКТОРОВ: '/')
& TTU ; TETH ; TETR ; KB ; TETB ; KR ; TETR ; TETKAP')
ACCEPT *,TTU,TETH,TETR,KB,TETB,KR,TETR,TETKAP
TYPE 210
210 FORMAT(/' ВВЕДИТЕ ОГРАНИЧЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ',
& 'ДВИГАТЕЛЯ: '/' FIN ; FIMAX ; KARBH ; KARBT')
ACCEPT *,FIN,FIMAX,KARBH,KARBT

```

```

215      TYPE 215
      FORMAT(/' ВВЕДИТЕ ПАРАМЕТРЫ РАСЧЕТА: '/
      &' 1) ТКОН - ВРЕМЯ СЧЕТА; '/
      &' 2) Н - ШАГ ИНТЕГРИРОВАНИЯ; '/
      &' 3) М - ПЕЧАТАЕТСЯ КАЖДАЯ М-ТАЯ ТОЧКА' /
      &' 4,5) ТТ , ММ - ПАРАМЕТРЫ УТОЧНЕННОГО СЧЕТА')
      ACCEPT *,ТКОН,Н,М,ТТ,ММ
      TYPE 220
220      FORMAT(/' ЗАДАЙТЕ ТИП ВОЗМУЩЕНИЯ: '/
      &' - ИЗМЕНЯЕТСЯ НАСТРОЙКА РЕГУЛЯТОРА (К=1) '/
      &' - ИЗМЕНЯЕТСЯ РЕЖИМ НАГРУЗКИ ДВИГАТЕЛЯ (К=2) ' /
      &' ВВЕДИТЕ К=')
      ACCEPT *,К
      Т=0.
      JEK=0
      МАА=ММ
      WRITE(1,300)(Т,У(1),У(2),У(7),У(5),У(6))
      GOTO(90,10),К
      TYPE 225
10      &FORMAT(/' ВВЕДИТЕ ЗНАЧЕНИЯ: ALFD , ТЕТD: ')
225      ACCEPT *,ALFD,ТЕТD
      ALFP=0.0
      AT=ALFD*ТЕТD
20      IF(AT.LT.0.0) GOTO 50
      К=4
30      IF(У(7).LT.КАРВН) GOTO 70
      У(3)=-КАРВН
40      М1=2
      GOTO 140
50      К=3
60      IF(У(1).GE.FIN) GOTO 80
70      IF(У(7).GT.КАРВТ) GOTO 80
      IF(У(1).LT.FIMAX) GOTO 80
      У(3)=-КАРВТ
      GOTO 40
80      М1=1
      GOTO 140
90      TYPE 230
230      FORMAT(/' ВВЕДИТЕ ЗНАЧЕНИЯ: ALFP , ТЕТP: ')
      ACCEPT *,ALFP,ТЕP
      ALFD=0.
100      IF(У(7).GE.КАРВНУ) GOTO 120
      IF(У(7).GT.КАРВТ) GOTO 110
      У(3)=-КАРВТ
      IF(У(1).GT.FIMAX) GOTO 130
110      М1=1
      GOTO 140
120      У(3)=-КАРВН
      IF(У(1).GE.FIN) GOTO 110
130      М1=2
140      JEK=JEK+1
      CALL RUKU4
      IF(JEK.LT.МАА) GOTO 150
      JEK=0
      WRITE(1,350)(Т,У(1),У(2),У(7),У(5),У(6))
      IF(Т.GE.ТТ) МАА=М
      IF(Т.LT.ТКОН) GOTO(100,20,60,30),К
300      &FORMAT(4X,'Т'8X'FI'9X'FIK'9X'KAP'10X'RO'9X'KCI',
      &X,F6.3,5(X,E11.4))
350      FORMAT(X,F6.3,5(X,E11.4))
      STOP
      END

```

```

C-----
SUBROUTINE RUKU4
DIMENSION A(6),D(6),Z(6),S(6)
COMMON/YF/ Y(7),F(6)
COMMON/M/ M1,H,T,M
II=6-2*M1
GOTO(11,12),M1
11 CALL PRAU6
GOTO 13
12 CALL PRAU4
13 CALL PRAU2
DO 3 I=1,II
S(I)=H*F(I)
D(I)=S(I)
3 Y(I)=A(I)+S(I)/2.
T=T+H/2.
DO 5 K=1,2
GOTO(21,22),M1
21 CALL PRAU6
GOTO 23
22 CALL PRAU4
23 CALL PRAU2
DO 4 I=1,II
S(I)=H*F(I)
D(I)=D(I)+2.*S(I)
4 Y(I)=A(I)+S(I)/2.
5 CONTINUE
T=T+H/2.
DO 6 I=1,II
Y(I)=A(I)+S(I)
GOTO(31,32),M1
31 CALL PRAU6
GOTO 33
32 CALL PRAU4
33 CALL PRAU2
DO 7 I=1,II
Y(I)=A(I)+(D(I)+H*F(I))/6.
7 A(I)=Y(I)
RETURN
END

```

```

C-----
SUBROUTINE PRAU6
COMMON /YF/ Y(7),F(6)
COMMON/TU/ KB,KD,KR,TD,TK,TP2,TTU,DELZ,ALFD,ALFP,
& TETB,TETH,TETP,TETR,TETKAP,TETRO,TEP,TETD
REAL KB,KD,KR
F(1)=(-Y(3)-Y(1)*KD+Y(5)*TETRO-TETD*ALFD)/TD
F(2)=(Y(6)-Y(3)*TETH-Y(5)*TETP)/TTU
F(3)=Y(4)
F(4)=(Y(1)-Y(3)*DELZ-Y(4)*TK-ALFP*TEP)/TP2
RETURN
END

```

```

C-----
SUBROUTINE PRAU4
COMMON /YF/ Y(7),F(6)
COMMON/TU/ KB,KD,KR,TD,TK,TP2,TTU,DELZ,ALFD,ALFP,
& TETB,TETH,TETP,TETR,TETKAP,TETRO,TEP,TETD
REAL KB,KD,KR
F(1)=(-Y(3)-Y(1)*KD+Y(5)*TETRO-TETD*ALFD)/TD
F(2)=(Y(6)-Y(3)*TETH-Y(5)*TETP)/TTU

```

```

RETURN
END

```

```

C-----
SUBROUTINE PRAU2
COMMON /YF/ Y(7),F(6)
COMMON /TV/ KB,KD,KR,TD,TK,TP2,TTU,DELZ,ALFD,ALFP,
& TETB,TETH,TETP,TETR,TETKAP,TETRO,TEP,TETD
REAL KB,KD,KR
Y(5)=(Y(2)-Y(1)*TETB)/KB
Y(6)=(Y(1)+Y(5)*TETR+Y(3)*TETKAP)/KR
Y(7)=-Y(3)
RETURN
END

```

Приложение 7

Расчет областей устойчивости методом *D*-разбиения по одному параметру δ_z при $\alpha = \text{const}$

Исходные данные:

$\delta_d = 0,2$; $T_d = 1,0$ с; $T_p^2 = 10^{-3}$ с²; $T_k = 0,04$ с; $\alpha = 0; 0,4; 1,0; 2,0; 4,0$

```

PROGRAM TECT7
REAL KD
DIMENSION ALFA(5)
COMMON /KOE/ ALFA,KD,TD,TK,TP2
DATA ALFA/0.,.4,1.,2.,4./,KD/.2/,TD/1./,
& TP2/1.E-3/,TK/.04/
CALL DPADZ
STOP
END

```

```

C-----
SUBROUTINE DPADZ
C-----П/П РАСЧЕТА ОБЛАСТЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ МЕТОДОМ D-РАЗБИЕНИЯ
C-----ПО ПАРАМЕТРУ DELZ
REAL KD,M0(5),M1(5),M2(5)
DIMENSION ALFA(5),U(5),V(5),B0(5),B1(5)
COMMON /KOE/ ALFA,KD,TD,TK,TP2
OMEGA=0.
DO 1 I=1,5
B0(I)=KD/TP2-ALFA(I)/TP2
B1(I)=1./TP2
M0(I)=(1.-TK*KD*ALFA(I)+(TD*TK+KD*TP2)*ALFA(I)**2)/
& TD/TP2-ALFA(I)**3
M1(I)=(KD*TK-2.*(TD*TK+KD*TP2))/TD/TP2+3.*ALFA(I)**2
1 M2(I)=(TD*TK+KD*TP2)/TD/TP2-3.*ALFA(I)
WRITE(1,50) ALFA,(I,I,I=1,5)
DO 4 N=1,6
DO 3 K=1,18
DO 2 I=1,5
U(I)=(B1(I)*OMEGA**4-(B1(I)*M1(I)-B0(I)*M2(I))*
& OMEGA**2-B0(I)*M0(I))/(B1(I)*OMEGA**2+B0(I)**2)
U(I)=(B1(I)*M0(I)-B0(I)*M1(I)+(B0(I)-B1(I)*M2(I))*
& OMEGA**2)*OMEGA/(B1(I)*OMEGA**2+B0(I)**2)
2 CONTINUE
WRITE(1,60) OMEGA,(U(I),V(I),I=1,5)
OMEGA=OMEGA+0.0001/2.*10.**N
3 CONTINUE
IF(OMEGA.GE..1.AND.OMEGA.LT.1.) L=-1
OMEGA=10.** (INT(ALOG10(OMEGA))+L)
L=0
4 CONTINUE
50 FORMAT(32X,'КООРДИНАТЫ ГРАНИЦ ОБЛАСТЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ ',

```

```

& 'ПО ПАРАМЕТРУ DELZ'//8X,5(8X'ПРИ ALFA=',F5.2)/
& 4X,'OMEGA',7X,5('U('I1')',7X,'U('I1')',7X))
60 FORMAT(X,E10.3,5(X,E10.3,X,E10.3))
RETURN
END
PROGRAM TECT7
REAL KD
DIMENSION ALFA(5)
COMMON/KOEF/ ALFA,KD,TD,DELZ,TP2
DATA ALFA/0.,.1,.3,.5,.7//KD/.2//TD/1./,
& TP2/1.E-3//DELZ/.6/
CALL DPATK
STOP
END

C-----
SUBROUTINE DPATK
C-----П/П РАСЧЕТА ОБЛАСТЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ МЕТОДОМ Д-РАЗБИЕНИЯ
C-----ПО ПАРАМЕТРУ ТК
REAL KD,M0(5),M1(5),M2(5)
DIMENSION ALFA(5),U(5),V(5),B0(5),B1(5)
COMMON/KOEF/ALFA,KD,TD,DELZ,TP2
OMEGA=0.
DO 1 I=1,5
B0(I)=ALFA(I)**2/TP2-ALFA(I)*KD/TD/TP2
B1(I)=KD/TD/TP2-2.*ALFA(I)/TP2
B2(I)=1./TP2
M0(I)=(1.+KD*DELZ-ALFA(I)*TD*DELZ+ALFA(I)**2*KD*
& TP2-ALFA(I)**3)/TD/TP2
1 M1(I)=DELZ/TP2-2.*ALFA(I)*KD/TD+3.*ALFA(I)**2
M2(I)=KD/TD-3.*ALFA(I)
WRITE(1,50) ALFA,(I,I=1,5)
DO 4 N=1,6
DO 3 K=1,18
DO 2 I=1,5
U(I)=(B1(I)-B2(I)*M2(I))*OMEGA**4+(B2(I)*M0(I)-
& B1(I)*M1(I)+B0(I)*M2(I))*OMEGA**2-B0(I)*M0(I))/
& ((B0(I)-B2(I)*OMEGA**2)**2+(B1(I)*OMEGA)**2)
U(I)=(B2(I)*OMEGA**4+(B0(I)-B1(I)*M2(I)+B2(I)*
& M1(I))*OMEGA**2+B1(I)*M0(I)-B0(I)*M1(I))*OMEGA/
& ((B0(I)-B2(I)*OMEGA**2)**2+(B1(I)*OMEGA)**2)
2 CONTINUE
WRITE(1,60) OMEGA,(U(I),V(I),I=1,5)
3 OMEGA=OMEGA+0.0001/2.*10.**N
CONTINUE
IF(OMEGA.GE..1.AND.OMEGA.LT.1.) L=-1
OMEGA=10.**((INT(ALOG10(OMEGA))+L)
L=0
4 CONTINUE
50 FORMAT(32X,'КООРДИНАТЫ ГРАНИЦ ОБЛАСТЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ ',
& 'ПО ПАРАМЕТРУ ТК'//7X,5(8X'ПРИ ALFA=',F5.2)/
& 5X,'OMEGA',5X,5('U('I1')',7X,'U('I1')',7X))
60 FORMAT(X,F9.4,5(X,E10.3,X,E10.3))
RETURN
END

```


Основная

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей/С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. Учебник, 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. С. 456.

2. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 614 с.

3. Левин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок: Учеб. пособие для студентов кораблестроительных институтов. Л.: Судостроение, 1969. 466 с.

4. Основы теории автоматического регулирования. Учебник для машиностроительных специальностей вузов/В. И. Крутов, Ф. М. Денилов, П. К. Кузьмин и др.; Под ред. В. И. Крутова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 368 с., ил.

Дополнительная

5. Крутов В. И. Сборник задач по автоматическому регулированию двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для студентов машиностроительных и политехнических вузов. М.: Машиностроение, 1972. 208 с.

6. Крутов В. И., Рыбальченко А. Г. Регулирование турбонаддува ДВС: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1978. 212 с.

7. Иващенко Н. Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем: Учебник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1978. 736 с.

8. Дизели: Справочник. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.

9. Вычислительная техника в инженерных и экономических расчетах. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп./В. А. Петров, В. Е. Алексеев, М. А. Титов и др.; Под ред. А. В. Петрова. М.: Высшая школа. 1984. 320 с., ил.

10. Гнедекко Б. В. Курс теории вероятностей. М.: Наука, 1969. 400 с.

А

Автоматизация

- гибкая 6
- жесткая 6
- защиты 357, 358
- контроля 357, 358
- обслуживания 367
- остановки 355
- полная 6
- пуска 350
- степени 336, 337
- управления 360
- частичная 5

Автомат безопасности 85

Автоматический регулятор *см.* Регулятор автоматический

Акселериметр 69

Алгоритм управления 339

АВМ, применение 43, 184, 278

В

Воздействие

- возмущающее 37
- гармоническое 28, 52
- задающее 37
- импульсное 38, 39, 276
- периодическое 215
- произвольной формы 275, 276
- ступенчатое 37, 38, 215
- управляющее 37, 221

Восстанавливающая сила 79, 111, 119

Время регулирования 240

Всережимность 98

Вышнеградского диаграмма

- для САР третьего порядка 229
- — четвертого порядка 231

Г

Гидравлический регулятор

- восстанавливающая сила 119
- дифференциальное уравнение 122
- поддерживающая сила 119
- принцип действия 118
- расчет 121

Д

Датчики

- бесконтактные 342
- давления 340
- контактные 340
- состав 339
- расхода 341
- температуры 340
- уровня 341
- частоты вращения 340

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС)

- автоматический *см.* Автоматизация
- впускной коллектор 26
- выпускной коллектор 27
- динамические характеристики 21 *см. также* Переходный процесс
- как регулируемый объект 14, 21, 31
- математическая модель *см.* Математическая модель ДСВ
- параметры регулирования 61—67
- переходные процессы 36
- понятие 14
- режимы *см.* Режимы работы двигателя
- системы охлаждения *см.* Системы охлаждения
- собственно двигатель 21

- степени автоматизации 336, 337
 - турбокомпрессор 24
 - уравнения *см.* Дифференциальные
 - уравнения элементов САР
 - функциональная схема 15
 - характеристики динамические *см.* *также* Переходный процесс
 - дымности 290
 - предела дымности 194
 - скоростные 17, 174
 - статические 17
 - частотные 51
 - Двухимпульсный регулятор *см.* Регулятор двухимпульсный
 - по скорости и нагрузке 151
 - по ускорению 149
 - Дельта-функция 216, 276
 - Диаграмма Вышнеградского *см.* Вышнеградского диаграмма
 - Дистанционное автоматизированное управление (ДАУ) 10, 263, 364
 - Дифференциальные уравнения
 - неоднородные 219
 - нормированные 204
 - однородные 219
 - разомкнутых систем 210
 - САР 202, 203
 - Дымность 290
 - D-разбиение
 - в плоскости двух параметров 298
 - одного параметра 294
 - расчет на ЭВМ 403
- З**
- Заброс 241
- И**
- Импульсная функция 39
 - Инерционность двигателя 41
 - Интегральные критерии *см.* Критерии интегральные
 - Исполнительные устройства двухпозиционные 347
 - — трехпозиционные 348
- К**
- Качество переходных процессов в САР
 - оценка *см.* Оценка качества переходных процессов в САР
 - параметры 241
 - показатели 240
 - построение переходного процесса 257
 - преобразование Лапласа 247
 - Коллектор 26, 27
 - Контроль давления масла в смазочной системе 177
 - Коррекция
 - внешней характеристики 174, 175
 - по давлению наддува 173, 179
 - Коэффициент самовыравнивания 22
 - усилия по нагрузке 23
 - по наддуву 22
 - Критерии
 - интегральные 243
 - устойчивости (сходимости) Михайлова 232
 - Найквиста 3 235
 - Рауза—Гурвица 224
- Л**
- Лапласа преобразование
 - конечных значений 253
 - начальных условий 252
 - обратное 254
 - прямое 247
 - функций и производных 247
- М**
- Масло
 - автоматический контроль давления 177
 - коррекция подачи 177
 - Математическая модель ДВС
 - дифференциальные уравнения 29—31, 35, 36
 - коллекторов 26, 27
 - операторы 30, 36
 - определители 29
 - переходные процессы 21, 36
 - функциональная схема 15
 - Матрица
 - единичная 226
 - транспонированная 209
 - характеристическая 220
 - Метод Рунге—Кутты 398
 - Эйлера 49

Механизация, виды 5
 Механический регулятор
 восстанавливающая сила 79
 всережимный *см.* Регулятор автоматический
 дифференциальное уравнение 106
 обеспечение всережимности 98
 поддерживающая сила 81
 предельный *см.* Регулятор автоматический предельный
 прецизионный *см.* Регулятор автоматический прецизионный
 расчет 101
 статические характеристики 83
 степень неравномерности *см.* Степень неравномерности
 — нечувствительности *см.* Степень нечувствительности
 фактор устойчивости *см.* Фактор устойчивости
 чувствительные элементы 78
 Моделирование переходных процессов на АВМ 44, 278
 — — — на ЭВМ 279
 Модель технического состояния двигателя 359
 Моментные функции *см.* Функции моментные

Н

Непрямого действия регулятор *см. также* Регулятор автоматический
 дифференциальные уравнения 140
 классификация 128
 статический расчет 138
 функциональные элементы 128
 частоты вращения 131
 — — и нагрузки 136
 чувствительный элемент 144

О

Объект регулируемый *см.* Двигатель внутреннего сгорания (ДВС)
 Оператор
 воздействия 143
 собственный 23, 25, 107, 115, 141
 Операции обслуживания 367—370
 Определитель 202, 203

Остановка двигателя 355
 Охлаждения системы *см.* Системы охлаждения
 Оценка качества переходных процессов САР
 по интегральным критериям 243
 по построению переходных процессов 246
 по расположению корней характеристического уравнения 241
 Ошибка статическая *см.* Статическая ошибка

П

Переходная функция 38
 Переходный процесс
 автоматических регуляторов 181
 апериодический 221
 двигателя внутреннего сгорания 21, 36—42, 392
 качество *см.* Качество переходных процессов в САР
 колебательный 221
 математическое выражение 36, 181, 182
 моделирование 278
 понятие 21
 построение 263, 269
 расходящийся 221
 расчет 42—50, 184, 185, 398, 400
 САР 181, 221, 394
 следающей системы 382
 сходящийся 221, 223
 Пневматический регулятор
 восстанавливающая сила 111
 дифференциальное уравнение 119
 поддерживающая сила 112
 принцип действия 109
 расчет 113
 степень неравномерности 113
 схемы 115
 Поддерживающая сила 81, 112, 119
 Показатели качества переходных процессов
 время регулирования 240
 заброс 241
 степень неустойчивости угловой скорости 240

Постоянная времени (время)
изодрома 142
катаракта 107
серводвигателя 140
чувствительного элемента 107
Принципы регулирования
братьев Сименс 68, 69, 71
Ползунова—Уатта 68, 70
Понселе 68, 72
Пространство состояний 209
Пуск двигателя автоматизированный
351—354
Пусковая подача топлива 173 *см.*
также Топливо

Р

Работоспособность регулятора 138
Регулирование
наддува 64
температуры 66
угла опережения впрыска топлива 67
частоты вращения 61
Регулятор автоматический
астатический 85
всережимный 63, 93, 97, 98, 101,
106, 109, 110, 115, 118, 141
встроенный 123
гидравлический *см.* Гидравлический
регулятор
двухимпульсный 72, 149, 151, 153,
157
двухрежимный 92
динамические свойства 181
дополнительные функции 173
механический *см.* Механический ре-
гулятор
непрямого действия 128, 132
пневматический *см.* Пневматический
регулятор
предельный 63, 90
прецизионный 62, 91, 92
прямого действия 78
регуляторная характеристика 6,7
системы братьев Сименс 69, 71
— Ползунова 6
— Понсале 70, 72
— Уатта 6
схемы 129, 133, 135

температуры 125
частоты вращения и нагрузки 136
электрический (электронный) *см.*
Электрический регулятор
регуляторная характеристика *см.*
Характеристика двигателя внутрен-
него сгорания
Режимы работы двигателя
неустановившийся 20
неустойчивый 19
определение 15
установившийся (равновесный) *см.*
Условия статического равновесия
устойчивый *см.* Устойчивость
Реле
времени пневматическое 345
— электронное 345
электромагнитное 342

С

Самовыравнивание *см.* Устойчивость
двигателя
Связь обратная
главная 200
жесткая 131, 143
изодромная 132, 143
кинематическая 141
комбинированная 134, 141
отрицательная 200
силовая 132, 134
Серводвигатель 130, 141, 186, 187
Сигнализация
аварийная 357
предупредительная 357
технологическая 354
Синтез САР
по качеству 301
по устойчивости 293
Система автоматического регулирова-
ния (САР)
классификация 12
определение 10, 197
регуляторная характеристика 197
самонастраивающаяся 9
синтез *см.* Синтез САР
случайные процессы *см.* Случайные
процессы в САР
структурные схемы 201, 211, 213

устойчивость *см.* Устойчивость САР
функциональная схема 41, 12, 169
частотные характеристики 210—217
характеристическое уравнение 220
уравнения дифференциальные 202,
203

Система автоматического управления
(САУ)

классификация 13
определение 11
функциональная схема 12

Система автоматизации дискретные 339
— — комплексные 384
— охлаждения 31, 32

Скоростная характеристика *см.* Ха-
рактеристика скоростная двигателя

Следящие системы

дифференциальные уравнения следя-
щей передачи 372, 376
оценка точности работы 371
переходные процессы 382
схемы 372

устойчивость *см.* Устойчивость САР

Случайные процессы в САР

дисперсия 321
корреляционная функция 325
— — центрированная 327
математическое ожидание 319
определение 323
реализация 323
реальные возмущения 314
спектральная плотность 328
функции распределения 316, 317

Смазочная система 34 *см. также* Масло

Статическая ошибка 85

Статическое равновесие *см.* Условия
статического равновесия

Степень неравномерности 85, 113

— неустойчивости угловой скорости
коленчатого вала 240
— нечувствительности 98
— сходимости 257

Т

Топливо

обеспечение подачи 173
регулирование вязкости 314
схема автоматического изменения

угла опережения впрыска топлива
176

У

Угол опережения впрыскивания топ-
лива

настройка 175

регулирование 67

Усилительный элемент 128

Условия статического равновесия 16, 83

— экстремального распределения
нагрузки *см.* Экстремальное распре-
деление нагрузки

Устойчивость

двигателя 18

САР *см.* Устойчивость САР

следящих систем 380

Устойчивость САР

«в большом» 223

«в малом» 223

критерии *см.* Критерии устойчивости

оценка 238, 396—398

понятие 219

следящих систем 380

Устройства связи

дистанционные 348

— автоматизированные (ДАУ) 349

— гидравлические 350

— механические 349

— пневматические 349

двухпозиционные 348

пропорционально-позиционные 348

следящие 348

Ф

Фактор торможения 106, 195

— устойчивости 19, 85

Функции

импульсные 39

моментные 315

передаточные САР 235

переходные 38

Х

Характеристики

восстанавливающей и поддержива-
ющей сил *см.* Гидравлический регу-
лятор, Механический регулятор,

Пневматический регулятор, Электрический регулятор
динамические *см.* Переходный процесс
двигателя внутреннего сгорания *см.*
Двигатель внутреннего сгорания карбюраторного двигателя с дроссель-регулятором 124
потребителя 18
регулятора и двигателя 91, 93, 96, 98
регуляторная *см.* Регулятор автоматический
сигналов в микропроцессорном регуляторе 170
скоростная двигателя 162
— электрического регулятора 162
степени неравномерности 89, 104
— нечувствительности 90, 104
частотные *см.* Частотные характеристики
чувствительного элемента 84, 87
Характеристическое уравнение САР 220, 246

Ч

Частотные характеристики
автоматического регулятора 188
амплитудно-фазовые следящей передачи 384
возмущения 214

двигателя внутреннего сгорания 51—61, 393
обобщенные 217
САР 210, 212, 237, 272
 типовые 273
Чувствительный элемент
гидравлический 119
двухимпульсный по скорости и ускорению 149
механический 78, 128, 144
нагрузки 151, 153
пневматический 109
схема 109
температуры 125
электрический (тахогенератор) 161

Э

ЭВМ, применение 45, 185, 226, 279, 300, 391—404
Экстремальное распределение нагрузки 74
Электрический (электронный) регулятор
восстанавливающая сила 161
поддерживающая сила 161
понятие 159
форсунки с электрическим управлением 163
функциональная схема 160, 165
характеристики 162

Предисловие	3
Введение	5
Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	10
§ 1.1. Понятие об элементах и системах автоматического регулирования и управления	10
§ 1.2. Функциональные схемы элементов и систем автоматического регулирования и управления	11
§ 1.3. Классификация систем регулирования и управления	12
Глава 2. ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ КАК РЕГУЛИРУЕМЫЙ ОБЪЕКТ	14
§ 2.1. Функциональная схема комбинированного двигателя внутреннего сгорания	14
§ 2.2. Установившиеся режимы работы двигателя	15
§ 2.3. Устойчивость установившегося режима работы двигателя	18
§ 2.4. Неустановившиеся режимы работы двигателя	20
§ 2.5. Дифференциальные уравнения двигателя	21
§ 2.6. Переходные процессы двигателей внутреннего сгорания	
§ 2.7. Применение вычислительной техники для расчета переходных процессов	42
§ 2.8. Определение математической модели двигателя по экспериментально полученным переходным процессам	50
§ 2.9. Частотные характеристики	51
§ 2.10. Основные регулируемые параметры	61
§ 2.11. Выбор способа регулирования	67
Глава 3. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ	78
§ 3.1. Классификация	78
§ 3.2. Механические регуляторы	78
§ 3.3. Пневматические регуляторы	109
§ 3.4. Гидравлические регуляторы	118
§ 3.5. Встроенные регуляторы	123
§ 3.6. Регуляторы температуры	125
Глава 4. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ	128
§ 4.1. Классификация	128
§ 4.2. Функциональные элементы	128

§ 4.3. Автоматические регуляторы частоты вращения . . .	131
§ 4.4. Автоматические регуляторы частоты вращения и нагрузки	136
§ 4.5. Статический расчет регулятора	138
§ 4.6. Дифференциальные уравнения элементов и регуляторов частоты вращения	140
Глава 5. ДВУХИМПУЛЬСНЫЕ АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ	149
§ 5.1. Двухимпульсные регуляторы по скорости и ускорению	149
§ 5.2. Двухимпульсные регуляторы по скорости и нагрузке	151
Глава 6. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ (ЭЛЕКТРОННЫЕ) АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ	159
§ 6.1. Функциональная схема регулятора	159
§ 6.2. Электрический регулятор частоты вращения прямого действия	160
§ 6.3. Форсунки с электрическим управлением	163
§ 6.4. Электрические регуляторы частоты вращения с электронными блоками управления	164
Глава 7. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ФУНКЦИИ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ	173
§ 7.1. Обеспечение пусковой подачи топлива	173
§ 7.2. Коррекция внешней скоростной характеристики	174
§ 7.3. Автоматическая настройка угла опережения впрыскивания топлива	175
§ 7.4. Автоматический контроль давления масла в смазочной системе двигателя	177
§ 7.5. Коррекция подачи воздуха или топлива по давлению наддува	177
Глава 8. ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ	181
§ 8.1. Переходные процессы	181
§ 8.2. Частотные характеристики	188
§ 8.3. Силы трения, действующие в механизме регулятора и органах топливоподающей аппаратуры	194
Глава 9. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	197
§ 9.1. Регуляторные характеристики двигателей	197
§ 9.2. Дифференциальные уравнения САР	199
§ 9.3. Нормированные дифференциальные уравнения САР	204
§ 9.4. Частотные характеристики САР	210
Глава 10. УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	219
§ 10.1. Понятие об устойчивости САР	219
§ 10.2. Критерии устойчивости Рауза—Гурвица	224
§ 10.3. Диаграмма Вышнеградского	229
§ 10.4. Частотные критерии устойчивости	232

Глава 11. КАЧЕСТВО ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	240
§ 11.1. Показатели качества переходных процессов	240
§ 11.2. Косвенные методы оценки качества переходных процессов	241
§ 11.3. Оценка качества путем построения переходных процессов	246
§ 11.4. Определение корней характеристического уравнения	246
§ 11.5. Преобразование Лапласа	247
§ 11.6. Построение переходного процесса по формуле общего интеграла	257
§ 11.7. Параметры составляющих переходных процессов в САР третьего порядка	259
§ 11.8. Построение переходных процессов САР третьего порядка с помощью диаграммы параметров составляющих	263
§ 11.9. Построение переходных процессов с помощью обобщенных частотных характеристик	269
§ 11.10. Применение вычислительных машин для моделирования переходных процессов САР	278
§ 11.11. Оценка дымности работы двигателя в переходном процессе	290
Глава 12. СИНТЕЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	293
§ 12.1. Синтез по устойчивости	293
§ 12.2. Синтез по качеству	301
Глава 13. СЛУЧАЙНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	314
§ 13.1. Реальные возмущения	314
§ 13.2. Определение вероятности	315
§ 13.3. Функция распределения вероятностей случайной величины	316
§ 13.4. Математическое ожидание	319
§ 13.5. Дисперсия	321
§ 13.6. Случайные процессы	323
§ 13.7. Спектральная плотность	328
§ 13.8. Случайные процессы на выходе САР	330
Глава 14. СИСТЕМЫ И ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИЗАЦИИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	336
§ 14.1. Степень автоматизации работы двигателей внутреннего сгорания	336
§ 14.2. Дискретные системы автоматизации	339
§ 14.3. Датчики	339
§ 14.4. Исполнительные устройства	347
§ 14.5. Устройства связи	348
§ 14.6. Автоматизация пуска и остановки	350
§ 14.7. Автоматизация контроля, защиты и управления	355
§ 14.8. Автоматизация обслуживания	367
Глава 15. СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ	371
§ 15.1. Оценка точности работы следящей передачи	371
§ 15.2. Дифференциальное уравнение следящей передачи без запаздывания	372

§ 15.3. Дифференциальное уравнение следящей передачи с чистым запаздыванием	375
§ 15.4. Дифференциальное уравнение следящей передачи с распределенными параметрами	376
§ 15.5. Устойчивость следящих систем	380
§ 15.6. Переходные процессы следящих систем	382

Глава 16. КОМПЛЕКСНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕ- ТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	384
§ 16.1. Состав систем комплексной автоматизации	384
§ 16.2. Комплексная автоматизация судовой теплоэнерге- тической установки	384
Приложения	391
Список литературы	405
Алфавитно-предметный указатель	406

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Крутов Виталий Иванович

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Редактор *Е. В. Григорин-Рябова*

Художественный редактор **А. И. Ро**

Технический редактор *Н. М. Харитонова*

Корректоры: *Л. Е. Соколюшкина, Л. А. Ягупьева*

ИБ № 5952

Сдано в набор 19.04.88. Подписано в печать 19.08.88. Т-17258.

Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 1.

Гарнитура литературная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 26,0. Усл. кр.-отт. 26,0. Уч.-изд. л. 26,3.

Тираж 12600 экз. Заказ 447. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.