

621.9

П79

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ

СПРАВОЧНИК — УЧЕБНИК
В ТРЕХ ТОМАХ

ТОМ 2

Часть I

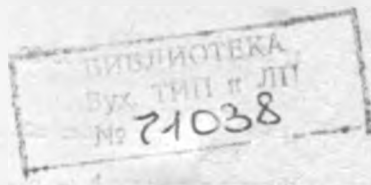
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ЭЛЕМЕНТОВ СТАНКОВ

*Под общей редакцией д-ра техн. наук,
Лауреата Государственной премии СССР,
Заслуженного деятеля науки и техники РФ,
профессора А. С. Проникова*

*Рекомендовано Госкомитетом Российской Федерации
по высшему образованию в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению «Технология, оборудование и
автоматизация машиностроительных производств» и специальностям
«Металлорежущие станки и инструменты»
и «Технология машиностроения»*

71036 - 71039

и та



МОСКВА

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н. Э. БАУМАНА

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

1995

321.9
179

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
СТАНКОВ
И СТАНОЧНЫХ
СИСТЕМ**

2

ББК 34. 63-5-02.я2
П79
УДК 621.9.06.001.63(035)

Федеральная целевая программа книгоиздания России.

Авторы тома: д-р техн. наук, проф. А. С. Проников, канд. техн. наук, доц. Е. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. В. В. Бушуев, канд. техн. наук, доц. Б. М. Дмитриев, д-р техн. наук, проф. В. В. Каминская, канд. техн. наук, доц. Б. Н. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. Ю. Н. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. О. П. Михайлов, д-р техн. наук, проф. Е. Г. Нахапетян, канд. техн. наук, доц. Т. А. Проникова, д-р техн. наук, проф. А. В. Пуш, канд. техн. наук, доц. Е. И. Рожков, канд. техн. наук, доц. В. В. Селезнева, д-р техн. наук, проф. В. Л. Сосонкин, инж. Н. П. Спиренков, канд. техн. наук, доц. В. С. Стародубов, канд. техн. наук, доц. В. М. Утенков, д-р техн. наук, проф. Э. Л. Шварцбург, канд. техн. наук, доц. В. Б. Шолохов

Рецензент д-р техн. наук В. А. Лещенко

П79

Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. 2. Ч. I. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А. С. Проникова.— М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995.— 371 с.: ил.

ISBN 5-7038-1279-8 ISBN 5-217-02744-4

Отражены вопросы расчета и конструирования отдельных узлов, механизмов и элементов станка. В первой части книги рассмотрены проектирование станин и направляющих, шпиндельных узлов, механизмы для перемещений рабочих органов станка. ГОСТы приведены по состоянию на 01.01.93 г.

Учебник прошел успешную апробацию в МГТУ им. Н. Э. Баумана при чтении курсов «Расчет и проектирование станков», «Динамика станков», «Надежность», «Приводы станков» и др.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств» и специальностям «Металлорежущие станки и инструменты» и «Технология машиностроения», преподавателей, а также инженерно-технических работников, работающих в области станкостроения.

П $\frac{2705020000-156}{038(01)-95}$ 156-93

ББК 34.63-5-02.я2

П $\frac{2705020000-123}{095(2)-95}$ без объявл.

ISBN 5-7038-1279-8 (т. 2, ч. I, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана)
ISBN 5-7038-1277-1 (т. 2, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана)
ISBN 5-7038-1259-3 (Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана)
ISBN 5-217-02744-4 (т. 2, ч. I, Машиностроение)
ISBN 5-217-01489-X (т. 2, Машиностроение)
ISBN 5-217-01245-5 (Машиностроение)

© А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др., 1995.

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ СТАНКОВ

1.1. Факторы, определяющие технический уровень конструкции

Расчет и конструирование отдельных узлов и элементов станка подчиняются общей задаче, выраженной в техническом задании на вновь создаваемый станок. В нем определены характеристики и выходные параметры станка, которые должны быть обеспечены (см. т. 1).

Несмотря на то что в станкостроении накоплен большой опыт по созданию разнообразных конструкций, положительно зарекомендовавших себя на практике, все время идет напряженная творческая работа как по разработке новых конструкций, так и по дальнейшему совершенствованию существующих. При этом основные решения принимают на стадии технического задания, технического предложения или эскизного проекта.

Новые решения позволяют либо создать конструкцию с более высокими технико-экономическими показателями (меньшие стоимость, масса, габаритные размеры, лучшая технологичность, удобство обслуживания), либо получить более высокие характеристики конструкции или дополнительные преимущества (большие надежность, точность, производительность, технологические возможности и др.) и обеспечить этим конкурентоспособность станка.

При разработке новых конструкций узлов может быть предложено несколько решений, каждое из которых имеет те или иные преимущества и недостатки. Генерирование вариантов (что особенно эффективно при применении методов автоматизированного проектирования с использованием ЭВМ) и выбор оптимального решения осуществляются на основе учета большого числа факторов, отражающих широкий диапазон требований к конструкции и специфику методов проектирования и расчета.

В табл. 1.1 приведены основные факторы, которые нужно учитывать при разработке новой конструкции любого узла, выполняющего заданные функции и формирующего характеристики и параметры всего станка.

В соответствии с этой таблицей рассмотрим те задачи, которые решают на каждом этапе проектирования данного узла или механизма станка исходя из заданных требований к станку в целом.

1. По установленным для всего станка техническим требованиям определяют те, которые относятся к разрабатываемому узлу и являются для него исходными характеристиками, которые должны быть обеспечены. В ряде случаев технические параметры станка выступают в качестве конструктивных и критериальных ограничений при выборе конструктивного варианта узла. Например, габаритные размеры и общая

1.1. Факторы, учитываемые при проектировании узла станка

Фактор	Содержание	Этап
1. Технические данные станка 2. Заданные характеристики и выходные параметры станка 3. Характеристики и выходные параметры узла 4. Критерии работоспособности станка 5. Требования стандартов и НТД 6. Техничко-экономические показатели 7. Совершенство методов расчета 8. Характеристика существующих конструкций	Габаритные размеры, скорость и подача, мощность и др. Точность движения формообразующих узлов, производительность, надежность, КПД, технологические возможности Габаритные размеры, точность, передаваемые нагрузки, скорость перемещения Геометрическая точность, жесткость, вибростойкость, теплостойкость, износостойкость, прочность Размеры, нормы точности, жесткости, уровень шума, стандартные и нормализованные детали и узлы Стоимость, технологичность, масса, удобство обслуживания Эмпирические данные, аналитические расчеты, программы САПР Данные и характеристики лучших конструкций аналогичного назначения	Выбирают характеристики, относящиеся к узлу Оценивают долю участия узла в формировании характеристик станка Устанавливают значения основных характеристик узла, обеспечивающих требования к станку в целом Оценивают роль каждого критерия в обеспечении работоспособности узла Проверяют требования стандартов, оценивают целесообразность принятия стандартных решений Эти данные используют как основные критерии при сравнении возможных вариантов конструкции Оценивают возможность генерации различных решений и выбора оптимального варианта Сравнение разрабатываемого варианта конструкции с существующими

компоновка станка определяют наибольшие допустимые размеры узла, требуемая точность и соответствующие нагрузки, передаваемые механизмами, ограничивают их минимальные размеры из условия прочности и жесткости и др.

2. Значения технических характеристик (производительность, надежность, КПД, уровень шума, диапазон регулирования и др.) и выходные параметры по показателю точности, установленные для всего станка (см. т. 1, гл. 2), являются исходными для формирования аналогичных требований к данному узлу. Это связано с оценкой той роли, которую играет данный узел в формировании показателя, относящегося к станку в целом. Для выходных параметров точности рассчитывают составляющие погрешности обработки и оценивают ту долю, которая приходится на данный узел. Например, конусообразность поверхности, обработанной на токарном станке, зависит от точности движения суппорта по направляющим, от смещения оси шпинделя в результате теплового деформирования, от изношенности резца и других факторов. Поэтому допустимые значения погрешностей по показателям точности для отдельных узлов всегда более строгие, чем для станка в целом. Аналогично рассчитывают долю участия данного узла в балансе времени, необходимого на обработку, для оценки требуемой производительности, определяют потери мощности в узле при расчете КПД станка и другие необходимые данные.

3. Вышеуказанные расчеты позволяют установить численные характеристики узла с учетом конструктивных особенностей, габаритных раз-

меров и расположения узла, передаваемых нагрузок, скоростей и других факторов. Если установленные характеристики узла будут обеспечены, то это должно давать гарантию обеспечения и требований к станку в целом, как правило, с некоторым запасом на неучтенные факторы и на возможность приближенных оценок по доли участия данного узла в формировании характеристик станка.

4. Далее рассчитывают отдельные элементы конструкции и узла в целом для выбора таких размеров, конструктивных форм и материалов, которые позволяют с наилучшими технико-экономическими показателями обеспечить заданные технические характеристики. Для этого в первую очередь оценивают влияние начальной геометрической точности, жесткости, виброустойчивости, стойкости к тепловым деформациям, износостойкости на выходные параметры узла (см. т. 1, гл. 6—8).

5. При формировании конструкции узла должны быть учтены все требования стандартов и нормативно-технической документации (НТД), относящиеся к станку данного типа и класса точности. Однако это необходимые, но не всегда достаточные требования. На этом этапе также анализируют целесообразность установления дополнительных требований или ужесточения существующих нормативов для достижения поставленных целей с учетом требований заказчика (потребителя).

6. Обеспечить требуемые параметры можно, применяя, как правило, различные конструктивные решения. Критерием для выбора оптимального варианта являются технико-экономические показатели и в первую очередь затраты на разработку и производство новой модели станка.

7. Генерирование различных решений при проектировании данного узла с учетом конструктивных и критериальных ограничений наиболее эффективно осуществляется при автоматизированных расчетах, которые дают новые возможности производить большое число расчетов с широкой вариацией значений входных параметров. Важное значение при этом имеет совершенство расчетных методов и наличие банка данных, содержащего справочные данные, данные по аналогам, требования нормативно-технической документации, типовые решения и другие необходимые сведения.

8. При окончательном выборе варианта и на всех стадиях разработки новой конструкции узла, начиная с формирования концепции его построения, сравнивают его с лучшими образцами существующих аналогичных конструкций. Создавать новый вариант узла имеет смысл лишь в том случае, если выявлены его существенные преимущества и высокая конкурентоспособность.

Стремление создать конкурентоспособную конструкцию, обладающую более совершенными характеристиками, заставляет разработчиков искать новые конструктивные решения, непрерывно повышать качество создаваемых изделий.

1.2. Поиск новых конструктивных решений

При поиске новых конструктивных решений для различных узлов и механизмов станка, несмотря на их различие и разнообразие функций, проявляются следующие общие тенденции.

1. Применение новых механизмов, сконструированных с учетом достижений механики, гидравлики, пневматики, а также комбинированных механизмов (например, пневмогидравлических, электромеханических), механизмов, построенных на новых физических принципах (маг-

нитострикционный привод, магнитная подвеска, газостатическая опора), позволяет создавать конструкции с более высокими характеристиками. Примерами могут служить механизмы микроперемещений (см. п. 6.4), поворотнo-фиксирующие механизмы (см. п. 6.5), цанговые механизмы зажима (см. п. 7.4), гидростатические и аэростатические опоры для шпинделей и для поступательного перемещения узлов (см. гл. 3 и 4) и др.

Использование в станкостроении достижений смежных областей науки и техники, как правило, дает новые эффективные решения.

2. Применение мехатроники, т. е. систем и механизмов, органически сочетающих механику и электронику, характерно для современных станков с системами программного управления. Мехатронные системы обеспечивают новые возможности управления движением традиционных механизмов, точное выполнение заданных функций, придание им функций саморегулирования и реакции на внешние воздействия, синхронность движения двух узлов и др.

В качестве примера на рис. 1.1 изображен шпиндельный узел то-

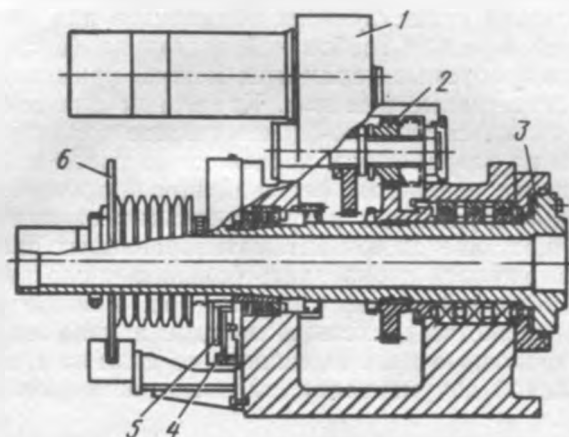


Рис. 1.1. Управляемый шпиндель токарно-фрезерного многоцелевого станка

карно-фрезерного многоцелевого станка (фирма IKEGAI, Япония), шпиндель 3 которого помимо вращения от главного привода при токарной обработке может получать медленное движение с заданной скоростью от сервомотора 1 при фрезеровании фасонных поверхностей или останавливаться в заданном положении. Это обеспечивается системой программного управления с использованием датчика типа индуктосна, ротор 5 которого связан со шпинделем, а статор 4 закреплен неподвижно на шпиндельной бабке. Цена деления — 0,001°. Для фиксации шпинделя в заданном положении применено тормозное устройство с диском 6. При быстром вращении шпинделя сервомотор отключается за счет вывода из зацепления шестерни 2 с помощью гидромеханизма.

Возможности мехатроники могут изменить традиционные решения, ярким примером тому служит замена кинематических цепей зубообрабатывающих станков электронными связями.

3. Перенос рабочих функций с механических систем и приводов на систему управления и электропривод позволяет получать более компактные, легко управляемые узлы с высокими техническими характеристиками. Совершенствование электропривода (см. гл. 5 и т. 1, гл. 13) поз-

воляет существенно сокращать механическую часть (коробки скоростей и подач, передаточные механизмы), повышать КПД передач и упрощать конструкцию.

Хотя приближение электродвигателя к конечному звену (столу, шпинделю) и порождает ряд новых проблем, в первую очередь связанных с тепловыми и вибрационными воздействиями, эта тенденция характерна для современных конструкций узлов станка.

4. Создание универсальных и многофункциональных конструкций, которые расширяют технологические возможности станка, характерно для многоцелевых станков, эффективность которых в первую очередь зависит от этого принципа. Примерами могут служить разработка конструкций шпиндельного узла с поворотом оси в пространстве, стола с двумя движениями в плоскости и с поворотом относительно вертикальной и горизонтальной осей, создание второй подвижной шпиндельной бабки токарного автомата для перехвата детали и обработки ее со всех сторон и др. Так, на рис. 1.2 изображена схема шпиндельного узла фре-

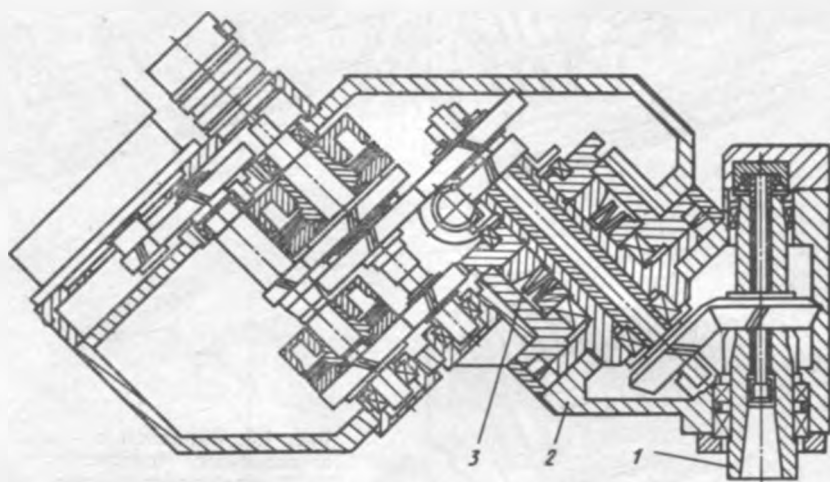


Рис. 1.2. Шпиндельный узел многоцелевого станка с автоматическим изменением положения шпинделя

зерно-расточного многоцелевого станка (фирма MANDELLI, Италия), шпиндель 1 которого может занимать как вертикальное, так и горизонтальное положение. Для этого шпиндельная головка 2 имеет кольцевую опору, расположенную под углом 45° , через которую проходит приводной вал. Головка может поворачиваться так, что ось шпинделя занимает либо вертикальное, либо горизонтальное положение. При этом шпиндельная коническая шестерня обкатывается относительно ведущей. Прижим поверхностей осуществляется плоскими пружинами 3. Такое конструктивное решение существенно расширяет технологические возможности станка.

5. Разработка дополнительных узлов, которые могут быть установлены на станке, расширяя или изменяя его технологические возможности, увеличивает приспособляемость станка к разнообразным запросам производства. Так, во многих конструкциях современных станков предусмотрена возможность дополнительно устанавливать револьверную головку (иногда две), дополнительные суппорты, вторую шпиндельную бабку, механизмы загрузки, конвейеры для удаления стружки, а также

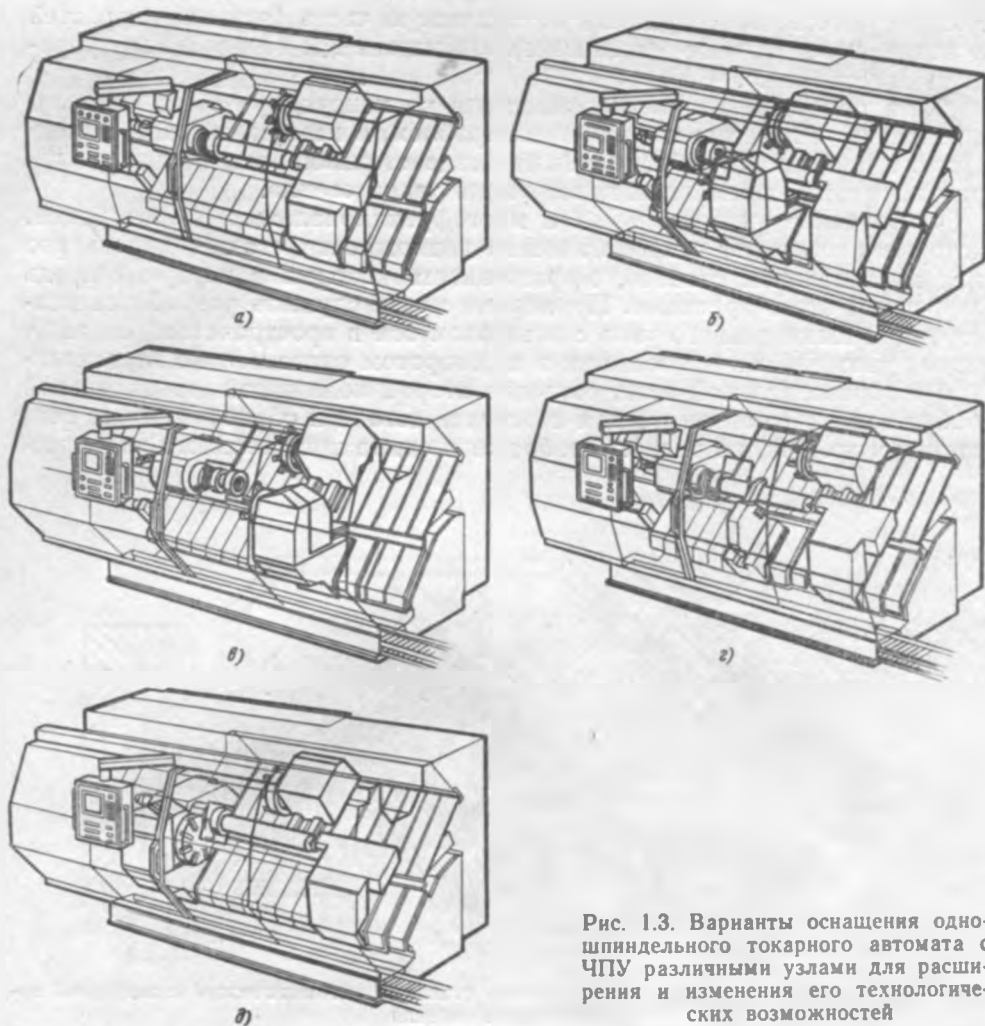


Рис. 1.3. Варианты оснащения одношпиндельного токарного автомата с ЧПУ различными узлами для расширения и изменения его технологических возможностей

иметь измерительную позицию. Это направление является развитием широко применяющегося метода оснащения станка различными технологическими приспособлениями по запросам потребителя. Теперь эта идея распространяется и на узлы самого станка.

В качестве примера на рис. 1.3 показаны варианты расширения и изменения технологических возможностей одношпиндельного токарного автомата с ЧПУ, предназначенного для центровых и патронных работ (совместная разработка завода «Красный пролетарий» и фирмы EMAG, Германия). В базовом варианте (рис. 1.3, а) станок имеет верхний револьверный суппорт и заднюю бабку. Для расширения технологических возможностей может быть установлен также нижний револьверный суппорт (рис. 1.3, б), который при обработке движется в противоположную от движения верхнего суппорта сторону, что уменьшает нагрузки на станок. При обработке в патроне применяют два суппорта без задней бабки (рис. 1.3, в). При обработке длинных валов вместо нижнего суппорта может быть установлен люнет (рис. 1.3, г) или суппорт

(рис. 1.3, д) иного исполнения, чем в вариантах, показанных на рис. 1.3, б и в. Применение дополнительных узлов, расширяющих технологические возможности базовой модели станка, осуществляется, как правило, на основе агрегатно-модульного принципа проектирования.

6. Агрегатно-модульный принцип проектирования узлов станка различного назначения является наиболее общим, отражающим прогрессивную тенденцию компоновки станка из узлов, оформленных в самостоятельные конструктивные единицы (см. т. 1, гл. 11).

В этом случае узел имеет, как правило, автономный привод и может быть выполнен в нескольких вариантах с различными функциями или различной точности. Этот принцип компоновки станка позволяет не только мобильно изменять назначение и даже конструкцию всего станка, но и совершенствовать или изменять конструкцию отдельного узла, не затрагивая конструкцию станка в целом, сохраняя лишь требования присоединительных и габаритных размеров.

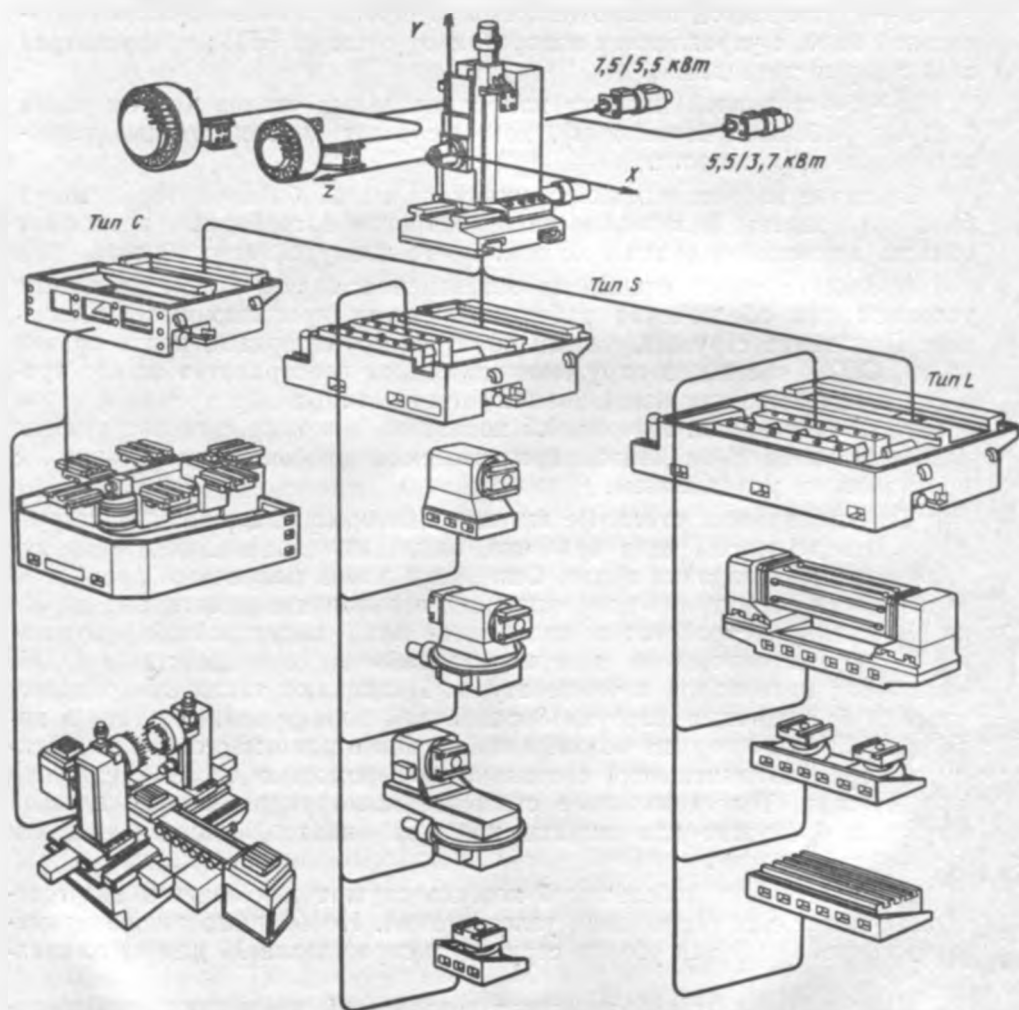


Рис. 1.4. Варианты целевых узлов станка при агрегатно-модульном принципе проектирования

В качестве примера на рис. 1.4 показаны возможности получения различных модификаций фрезерно-расточного многоцелевого станка, построенного по агрегатно-модульному принципу (фирма IKEGAI, Япония). Стойка со шпиндельной бабкой имеет перемещения по двум направлениям (по осям X и Z) в горизонтальной плоскости, а шпиндельная бабка — в вертикальном направлении (по оси Y). Привод главного движения бесступенчатый и осуществляется от стандартного или высокомоментного электродвигателя. Инструментальный магазин рассчитан на 20 или 30 инструментов. Наибольшее число вариантов конструкции предусмотрено для станины, по направляющим которой перемещается основание стойки и к которой присоединяют столы различной конструкции для установки на них обрабатываемых заготовок. Станины выполняют трех типов:

C — для присоединения второй части станины с поворотной или линейной системой подачи столов-спутников, превращающей станок в модуль гибкой производственной системы;

S — с установкой поворотных столов с горизонтальной или вертикальной осью, с управлением поворотом от системы ЧПУ; предусмотрен стол с двумя позициями;

L — с установкой плоских или специальных столов (в том числе с двумя рабочими позициями), которые дают дополнительные технологические возможности.

Создание вариантных конструкций на одной базе, которые могут быть установлены в зависимости от запросов потребителя, расширяет область применения станка, повышает его конкурентоспособность.

7. Защита узлов станка от загрязнения является неприменным условием для обеспечения работоспособности прецизионных механизмов. Попадание стружки, частиц абразивного материала после правки круга, СОЖ, частиц из окружающего станок пространства может привести к интенсивному изнашиванию ответственных пар трения и порче электрооборудования. На рис. 1.5 показаны типичные средства защиты основных узлов и элементов прецизионного многоцелевого станка с программным управлением.

Телескопические стальные щитки 1, которые выдерживают нагрузки вплоть до массы тела человека, защищают направляющие от повреждения и попадания грязи. Они могут иметь различный профиль в зависимости от профиля направляющих и различные эластичные скребки. Защитные устройства в виде одно- или многослойной гармошки 2 из синтетического материала устойчивы к воздействию СОЖ, смазочных материалов и температуры. Применяют также специальные скребки 6, защитные фартуки 8 различной конструкции, защиту в виде штор 5, например, из полиэфирной ткани с пластмассовым покрытием, которая автоматически свертывается с помощью системы спиральных пружин. Телескопические стальные конструкции в виде плоской пружины 4 служат для защиты ходовых винтов, выдвигающихся шпинделей, колонн.

Цепные 7 или кабельные 3 кожуха служат для защиты энерговедущих цепей для подвижных узлов станка. Необходимо также применять конвейеры 9 для уборки стружки и ограждение 10 для всего станка.

Для защиты от вибрационных воздействий применяют виброопоры, специальные коврики, а также ставят станок на фундамент (см. гл. 12).

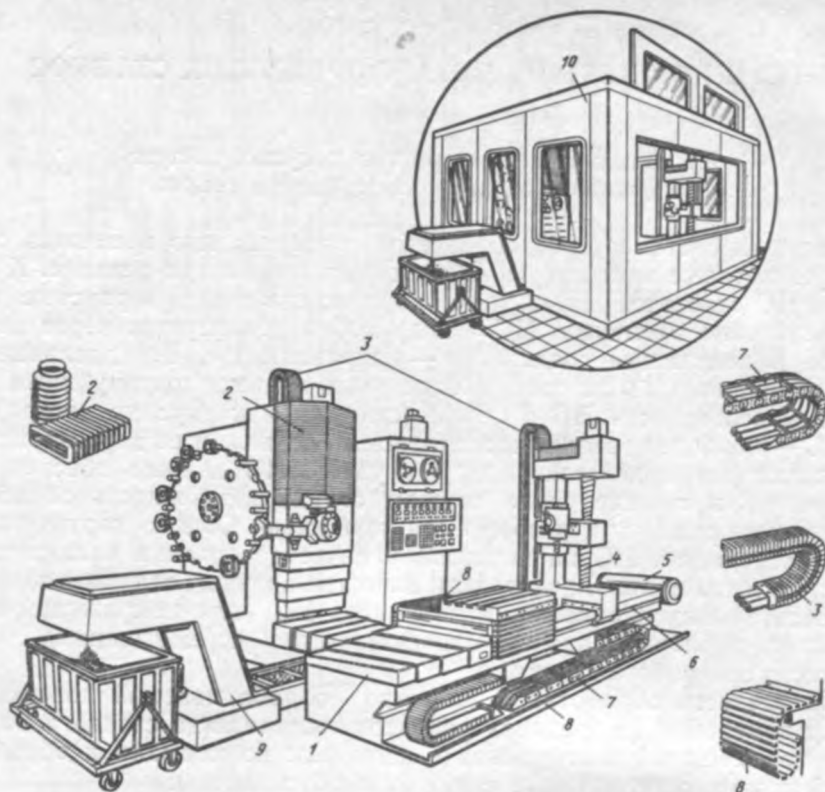


Рис. 1.5. Защита станка от загрязнения

8. Повышение качества узла, в первую очередь его прецизионности и надежности, является постоянным фактором, определяющим уровень и конкурентоспособность конструкции.

Для достижения требуемого или наивысшего возможного уровня качества и надежности применяют широкий ассортимент методов и средств, связанных как с конструкцией узла, так и с материалами и технологией, применяемыми при его изготовлении (см. т. 1, табл. 9.15). Выбор оптимальных форм и размеров конструкции связан в первую очередь с их расчетом (см. гл. 2—8). В последние годы расширяется номенклатура применяемых материалов, особенно неметаллических (см. гл. 13), что позволяет получать новые характеристики узла.

Большие возможности повышения прецизионности узла открывают методы автоматизированного управления точностью (см. гл. 9).

Требования к качеству и надежности отдельных узлов и элементов станка определяются требованиями к техническим характеристикам и выходным параметрам станка в целом.

На конструкцию узлов непосредственно влияют общие закономерности, определяющие развитие станков, прогрессивные тенденции в технологии обработки, появление новых инструментальных материалов (см. т. 1, гл. 1). В перспективе должно расширяться создание таких унифицированных целевых узлов станка, которые можно применять в станках различных типов. Это относится к шпиндельным узлам, столам, механизмам загрузки заготовок и инструмента, приводам и другим узлам заданного назначения.

НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

2.1. Влияние характеристик несущих систем на показатели работоспособности станка

Несущая система (НС) образуется совокупностью элементов станка, через которые замыкаются силы, возникающие при резании. К элементам НС относятся шпиндель с опорами, станины и корпусные детали. Соединение элементов НС между собой реализуется через неподвижные и подвижные соединения — направляющие. Шпиндельные узлы и направляющие описаны в отдельных главах, поэтому ниже рассмотрены особенности НС в целом (станины и корпусные детали).

НС — наиболее специфическая система станка, и ее характеристики определяют взаимодействие всех его узлов. НС должна обеспечивать и сохранять в течение срока службы станка возможность обработки с заданными режимами и требуемой точностью. Общую картину влияния характеристик НС на показатели качества станка иллюстрирует рис. 2.1. Следовательно, показатели качества зависят, главным образом, от относительных перемещений элементов НС (или напряжений в соединениях, пропорциональных относительным перемещениям), имеющих место при работе станка.

На точность обработки и качество обрабатываемой поверхности влияют изменения (в пределах рабочего пространства станка и во времени) перемещений инструмента и заготовки по нормали к обрабатываемой поверхности, которые могут быть обусловлены:

- изменением положения подвижных узлов станка при перемещении их по направляющим вследствие выборки зазоров и отклонений формы направляющих (первоначальных и меняющихся по мере изнашивания и при деформировании системы);

- изменением деформаций элементов НС под действием статических сил при изменении сил резания (в результате изнашивания инструмента, переменности сечения среза и т. п.) и перемещения тяжелых узлов и вследствие переменности жесткости;

- динамическими перемещениями, возникающими в результате внешних воздействий (от работающего привода, передаваемых через фундамент), вызывающих вынужденные колебания системы, и в результате периодических изменений параметров системы, вызывающих параметрические колебания;

- температурными деформациями, возникающими при изменении температуры окружающей среды и под действием внутренних источников теплоты.

Связь между параметрами НС и производительностью проявляется:

- в ограничении предельных режимов, с которыми можно работать на станке, определяемых устойчивостью при резании и уровнем колебаний системы, возникающих при обработке неуравновешенных заготовок, при реверсах тяжелых быстроходных узлов и т. п., в ряде случаев затрудняющих работу на станке;

- в увеличении времени на чистовые операции при значительной переменности относительных перемещений инструмента и заготовки в пределах рабочего пространства, обуславливающей необходимость ра-

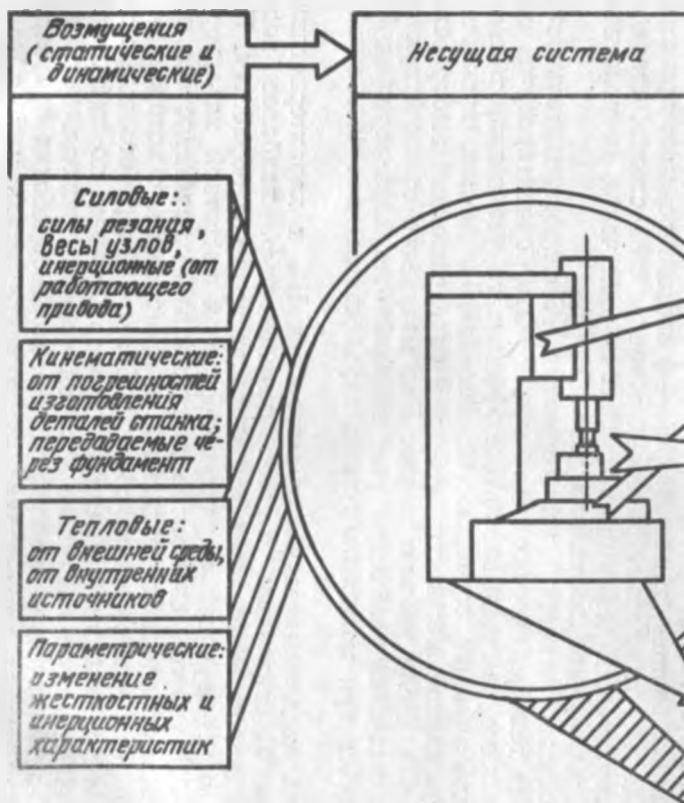
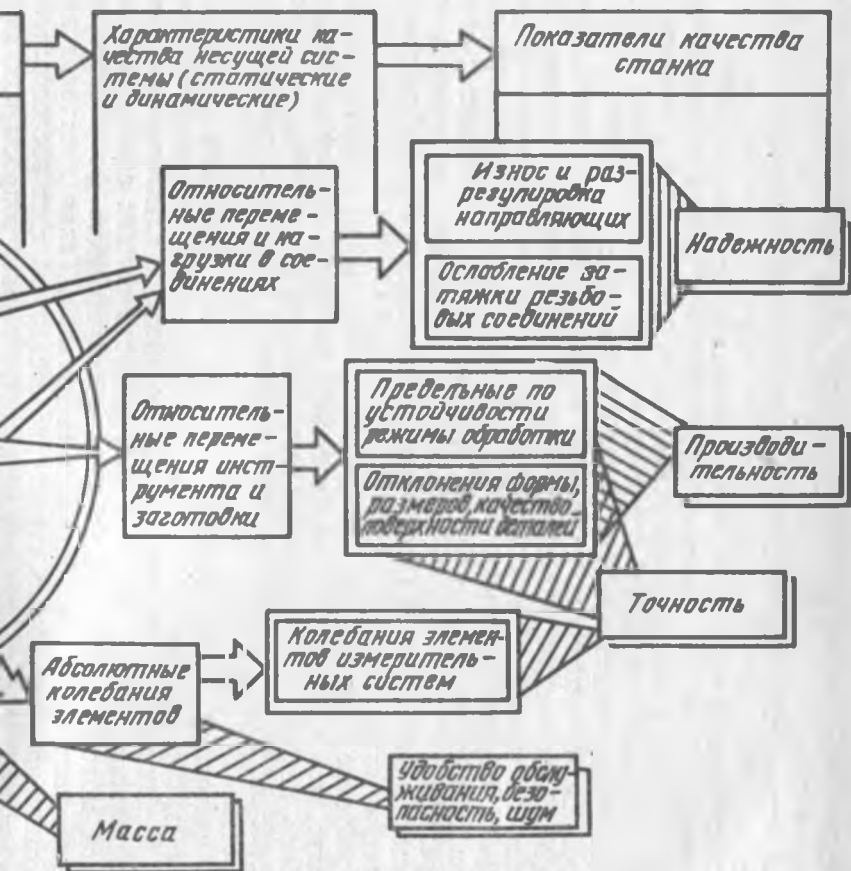


Рис. 2.1. Влияние характеристик



несущей системы на показатели качества станка

боты с большим числом рабочих ходов для получения требуемой точности деталей.

На надежность станка существенное влияние оказывают, в частности:

относительные перемещения в подвижных соединениях элементов, возникающие в результате статического упругого деформирования корпусных деталей и определяющие нарушение правильного контакта и перераспределение давлений (влияющее на работу механизмов и приводящее к повышенному изнашиванию и заеданию);

уровень относительных колебаний в сопряжениях элементов, приводящий к ослаблению резьбовых соединений и повышению темпа изнашивания подвижных соединений и т. п.

Таким образом, качество НС характеризуется относительными перемещениями ее элементов (в первую очередь расположенных в зоне резания, т. е. в зоне инструмента и заготовки) под действием возмущений различной природы — кинематических, силовых, тепловых, параметрических.

Требуемое качество НС обеспечивается на стадии проектирования. Очевидно, что в общем случае расчетный критерий качества НС должен быть непосредственно связан с выходными показателями процесса обработки на станке и в первую очередь с точностью и производительностью.

В настоящее время влияние на точность обработки деформаций от статических нагрузок (сил резания и веса перемещающихся узлов) и температурных деформаций совместно с влиянием геометрической точности станка может быть оценено в рамках единой математической модели, связывающей возмущения процесса формообразования с погрешностями обрабатываемых деталей. Такая многоходовая, многокритериальная модель структурно состоит из трех последовательных соединенных блоков, первый из которых решает вопросы номинального функционирования станка, второй — функционирования при наличии возмущений (т. е. геометрических погрешностей станка, статических и температурных деформаций), третий — получения метрологических оценок точности обработанных деталей.

Взаимосвязь статических характеристик НС с производительностью для решения технологических задач может быть ориентировочно оценена с помощью так называемого коэффициента уточнения, т. е. отношения одноименных погрешностей заготовки и детали, пропорционального суммарной жесткости системы и определяющего выбор режимов резания и числа рабочих ходов. Для получения соответствующих уточненных значений необходим учет нелинейности характеристик НС, проявляющейся при малых нагрузках, характерных для чистовых ходов.

Переход от динамических характеристик НС к характеристикам, непосредственно связанным с производительностью, наиболее полно разработан для решения задач устойчивости процесса обработки. При этом по соответствующей амплитудно-фазовой частотной характеристике (АФЧХ) упругой системы и динамической характеристике процесса резания определяют предельную ширину среза, с которой можно работать при данной наладке без вибраций. Разработанные модели позволяют также оценить минимально допустимую по виброустойчивости динамическую жесткость упругой системы, исходя, например, из технико-экономических показателей процесса обработки при заданных технологических параметрах (инструмент, деталь и т. п.).

Например, для черновой токарной обработки оптимальные режимы резания обычно определяют, используя в качестве целевой функции затраты на обработку $\tau = \frac{1}{vSb} \left(1 + \frac{\tau_n}{T} \right)$ и учитывая ограничения по мощности станка, силе резания, по инструменту и другие, в виде $S_i = cb^{\gamma_i} v \beta_i^{\delta_i}$, где v — скорость резания; S — подача; b — ширина срезаемого слоя; τ_n — число станко-минут, эквивалентное затратам на инструмент и его замену; T — стойкость инструмента; S_i — предельная подача при действии i -го ограничения. При постоянных значениях предельной по устойчивости ширины срезаемого слоя b_{np} , коэффициент $c = c_1/D^n$, где D — приведенная динамическая жесткость упругой системы на частоте потенциально неустойчивой формы колебаний. Определяя оптимальные режимы резания с учетом ограничений по виброустойчивости и вычисляя соответствующие значения затрат, можно получить их зависимость от динамической жесткости и определить ее рациональное значение.

Расчетная оценка уровня вынужденных колебаний с позиций точности обработки требует знания не только характеристик упругой системы и процесса резания, но и параметров возмущений. Поскольку в прецизионных станках уровень вынужденных колебаний во многих случаях зависит от действия разных источников возмущений примерно одинаковой интенсивности, идентифицировать параметры этих возмущений применительно к задачам расчета достаточно сложно. Поэтому вынужденные колебания обычно рассчитывают в тех случаях, когда возмущения определены и локализованы, например при рассмотрении вопросов виброизоляции, импульсных возмущений при реверсах и т. п.

Существенное уточнение динамических расчетов и приближение результатов расчетной оценки границ устойчивости процесса и уровня вынужденных колебаний к фактическим обеспечивается при учете переменности параметров замкнутой динамической системы станка. На основе таких расчетов разработаны конструктивные рекомендации для элементов НС и технологической оснастки прецизионных отделочно-расточных и широкоуниверсальных станков.

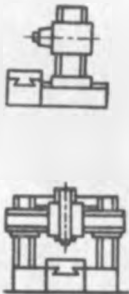
Расчеты НС, связывающие их параметры с выходными характеристиками станков, совершенствуются. Пока в основном применяют сравнительные расчеты, в которых за показатели качества НС принимают относительные перемещения элементов от статических, динамических и тепловых нагрузок. При этом численные значения, соответствующие НС станков, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации, накапливают и обобщают.

2.2. Типовые компоновки и общие сведения о конструкциях несущих систем

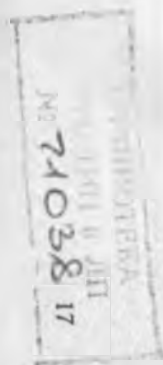
Показатели качества НС в значительной степени зависят от компоновки станка, поскольку компоновка определяет схему нагружения отдельных элементов НС (силами резания, весом подвижных и неподвижных узлов и т. п.) и их конструктивное оформление.

Компоновка — это совокупность узлов станка, которая характеризуется их типом, взаимным расположением, сопряжением и перемещением и обеспечивает выполнение заданного технологического процесса. Компоновка станка определяет компоновку несущей системы.

2.1. Компоновки станков с тремя управляемыми координатами, отличающиеся расположением подвижных узлов станка

Число управляемых координат		Схема	Преимущества	Недостатки	Область применения
инструмент	заготовка				
3	0		Стационарный узел изделия; малое влияние веса изделия на деформацию системы; возможность присоединения к автоматизированной транспортно-складской системе	Низкая статическая и динамическая жесткость системы инструмента, определяемая большими расстояниями от направляющих до зоны обработки; затруднена автоматическая смена инструмента	Обработка тяжелых деталей при ограниченном числе инструментов Станки относительно небольших размеров при автоматической смене заготовок
2	1		Возможность производственной обработки длинных деталей; относительно небольшое влияние веса перемещаемых изделий на деформацию системы; относительно простая система смены заготовок	Относительно невысокая статическая и динамическая жесткость системы инструмента; затруднена автоматическая смена инструмента	Обработка крупногабаритных деталей Станки средних размеров при автоматической смене заготовок

1	2	 	Относительно небольшое влияние вместимости и веса магазина, высокая статическая и динамическая жесткость системы инструмента, относительно простая система смены инструмента	Относительно невысокая статическая и динамическая жесткость системы изделия; существенное изменение характеристик жесткости в пределах рабочего пространства при перемещении изделий; затруднена автоматическая смена заготовок	Многоинструментная обработка деталей средних размеров Станки средних размеров при обработке высоких деталей
0	3	 	Стационарный шпиндель и магазин; неограниченные вместимость и вес магазина; возможность присоединения к автоматизированной системе инструментального обеспечения	Ограниченные вес изделия и величина его перемещения; низкая жесткость системы изделия, определяемая габаритными размерами консольной группы; затруднена автоматическая смена заготовок	Многоинструментная обработка небольших деталей



Компоновки металлорежущих станков весьма разнообразны. Это разнообразие является следствием не только множества технологических задач, размеров и форм обрабатываемых деталей, но и развития конструкций станков и способов обработки (см. т. 1, гл. 11).

Традиционные компоновки станков совершенствовались по мере общего развития станков в связи с необходимостью использования новых инструментов, расширения универсальности, повышения степени автоматизации и т. п. Переход к ЧПУ коренным образом повлиял на конструкции самих станков. Изменился принцип построения кинематических схем и компоновок станков. Длинные разветвленные кинематические цепи уступили место элементарно простым, с автоматизированными приводами по каждому из координатных перемещений. Более полно и эффективно стали использовать агрегатизацию и унификацию, появились предпосылки для создания многоцелевых станков для комплексной обработки деталей.

В компоновках современных станков с ЧПУ четко проявляется стремление обеспечить максимально возможную жесткость системы, что обусловлено высокой интенсивностью рабочего процесса, высокими скоростями холостых и вспомогательных перемещений, определяющих высокий уровень динамических нагрузок в станках, а также значительными массами узлов, расположенных на станине, обуславливающими, в свою очередь, высокую чувствительность станка к внешним возмущениям.

Перечислим следующие основные факторы, определяющие выбор компоновки станка и соответственно конструктивных форм несущей системы:

1) технология обработки детали, определяющая виды обработки, исполнительные формообразующие и установочные перемещения, число управляемых координат;

2) габаритные размеры, масса и конфигурация обрабатываемых деталей, определяющие размеры рабочего пространства, нагрузки на направляющие и переменность характеристик несущей системы при координатных перемещениях детали;

3) особенности технологического процесса (количество стружки, смазочно-охлаждающей жидкости, интенсивность тепловыделения и т. п.), в ряде случаев определяющие расположение узлов в пространстве;

4) требуемое число инструментов, вместимость магазина, его вид и расположение;

5) требования к точности и производительности, определяющие требования к жесткости, чувствительности к перемещениям тяжелых узлов, температурным деформациям и т. п.;

6) возможность встраивания в автоматизированную систему с учетом возможности смены заготовок, инструмента и т. п.;

7) возможность формирования технологических модификаций с большим числом управляемых координат за счет оснащения дополнительными механизмами и устройствами.

Ниже приведены примеры, иллюстрирующие, как указанные факторы отражаются в компоновках станков.

Так, в табл. 2.1 показаны некоторые компоновки станков (фрезерных, расточных, многоцелевых и т. п.) с тремя управляемыми координатами для обработки корпусных деталей, отличающиеся последовательностью расположения подвижных узлов станка относительно инструмента, заготовки и неподвижного узла. Приведены примеры компоновок с

горизонтальной и вертикальной осью шпинделя. Компоновки с двумя и тремя перемещениями инструмента могут быть как рамного, так и portalного типа.

Как видно, увеличение габаритных размеров и массы изделия диктует необходимость передачи движений от системы изделия к системе инструмента. Естественно, что при разной степени подвижности узлов, несущих инструмент и заготовку, оказывается различной также возможность использования станков в автоматизированных станочных системах.

На рис. 2.2 показана компоновка фрезерных станков, предназначен-

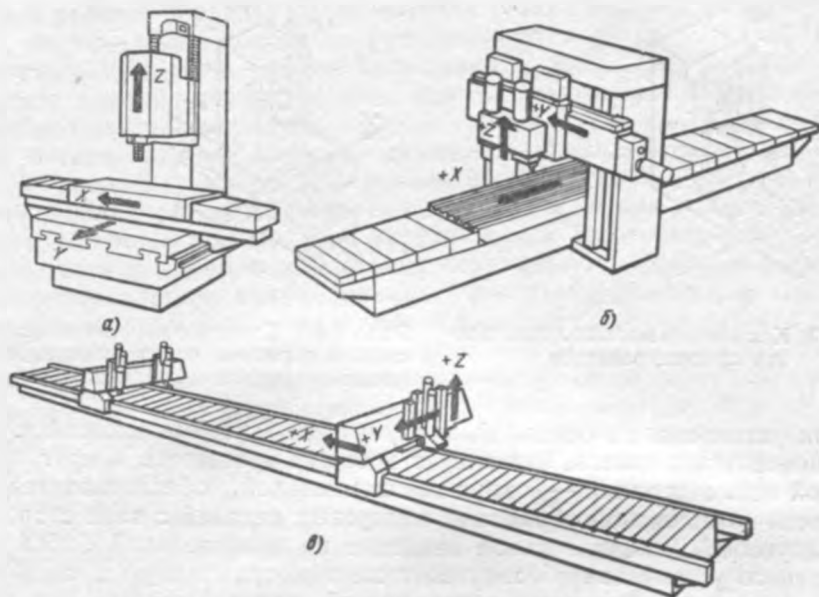


Рис. 2.2. Компоновки фрезерных станков, предназначенных для обработки деталей разных размеров

ных для обработки деталей разных размеров. Крестовый стол и неподвижную стойку (рис. 2.2, а) обычно используют в бесконсольно-фрезерных станках с длиной перемещений по оси Y до 600 мм и по оси X до 2 м. Портальные компоновки с подвижным столом (рис. 2.2, б) используют при перемещениях стола до 10 м, компоновки с подвижным порталом (рис. 2.2, в) — при длине хода портала 6 м и более.

При создании многооперационных станков удачной можно считать такую компоновку, на основе которой возможно создание гаммы станков различного технологического назначения с большим числом задействованных узлов.

На рис. 2.3 приведены примеры таких компоновок. Многоцелевой станок с крестовым столом и неподвижной стойкой (рис. 2.3, а) предназначен для трехкоординатной обработки корпусных деталей с одной стороны.

Станок с поворотным столом (рис. 2.3, б) предназначен для четырехкоординатной обработки корпусных деталей с четырех сторон, а станок, компоновка которого приведена на рис. 2.3, в, дополнительно оснащен магазином инструментов и обеспечивает возможность многоинструментной обработки.

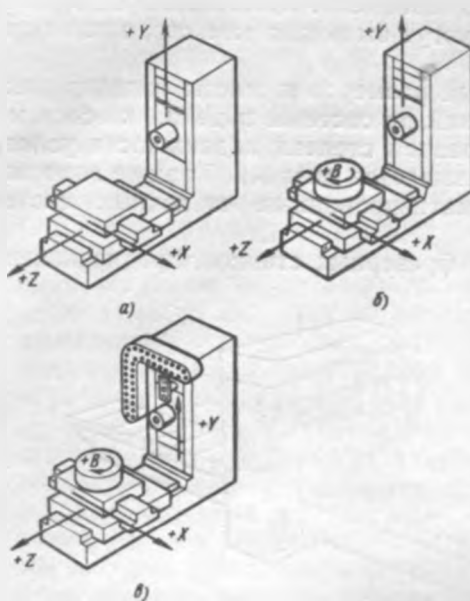


Рис. 2.3. Компоновки многоцелевых станков средних размеров

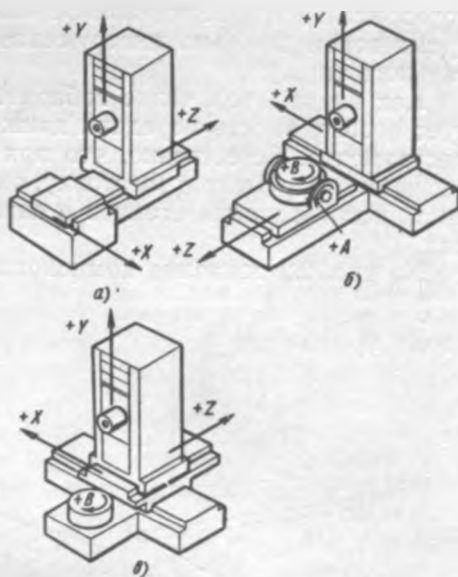


Рис. 2.4. Компоновки многоцелевых станков с разным распределением координатных перемещений между узлами

При установке на основной, поступательно перемещающийся стол двух поворотных столов, нижний из которых вращается вокруг вертикальной оси, а верхний — вокруг горизонтальной, обеспечивается возможность комплексной обработки корпусных деталей с пяти сторон под любым углом. Дополнительное введение на шпиндельной бабке планшупортного устройства обеспечивает шестикоординатную точную обработку внутренних фасонных поверхностей, расположенных под произвольными углами.

По мере оснащения станка устройствами, увеличивающими число управляемых координат, расширяются его технологические возможности. Однако при этом ограничивается возможность использования силовых режимов, поскольку увеличение числа подвижных соединений снижает жесткость станка.

На основе компоновки, показанной на рис. 2.3, а, для станков, предназначенных для обработки деталей больших размеров, реализуются компоновки с другим распределением координатных перемещений между узлами инструмента и заготовки. Так, на рис. 2.4, а показана компоновка с поперечно-подвижной стойкой и продольно-подвижным столом, распространенная в многооперационных станках с перемещением по координатам X и Z длиной 600—1000 мм; на рис. 2.4, б — компоновка с продольно-подвижной стойкой и поперечно-подвижным глобусным столом, распространенная в многооперационных станках со столом диаметром 600—800 мм и более.

На рис. 2.4, в показана компоновка с продольно- и поперечно-подвижной стойкой, используемая, в частности, в агрегатных станках с ЧПУ при одновременной обработке заготовок двумя, тремя и более шпиндельными агрегатами, расположенными вокруг стола. Такую компоновку без поворотного стола используют для обработки тяжелых деталей (станки мод. ИР1600 Ивановского СПО).

Рассматривая конструкции НС компоновок, приведенных в табл. 2.1, можно отметить следующие их особенности.

НС консольно-фрезерных станков (управляемые координаты 0—3, см. табл. 2.1) состоят из вертикальной станины (стойки), закрепляемой на плите или отливаемой вместе с ней и перемещающейся по направляющим стойки консоли. По горизонтальным направляющим консоли перемещаются салазки вместе со столом. В стойки консольных горизонтально-фрезерных станков встроены шпиндели, а также в ряде случаев коробки скоростей и электродвигатели. Конец фрезерной оправки поддерживает хобот (ползун) или цилиндрические скалки. В станках для тяжелых работ в передней части консоли ставят дополнительную опору.

НС вертикальных консольно-фрезерных станков аналогичны НС горизонтальных станков. Стойки выполняют Г-образными или при необходимости наклона оси шпинделя с прямой осью и направляющими для установки фрезерных головок.

НС бесконсольно-фрезерных станков (управляемые координаты 1—2, см. табл. 2.1) состоят из горизонтальной станины, к которой винтами прикреплена стойка. Стык станины и стойки может быть горизонтальным (по торцу стойки) или вертикальным (по торцу станины). По вертикальным направляющим стойки перемещается фрезерная головка, а по горизонтальным направляющим станины — салазки со столом. Бесконсольно-фрезерные станки для обработки тяжелых деталей имеют передвигную стойку (управляемые координаты 2—1, см. табл. 2.1) и станину, состыкованную из двух частей — с взаимно перпендикулярными горизонтальными направляющими для стола и для стойки.

Продольно-фрезерные станки меньших размеров иногда выполняют в виде двух несвязанных между собой стоек, в ряде случаев перемещающихся в поперечном направлении по направляющим дополнительных станин, соединенных с основной станиной продольно перемещающегося под прямым углом стола.

Продольно-фрезерные станки portalного типа (управляемые координаты 2—1, см. табл. 2.1) имеют две стойки, связанные между собой перекладиной. Возможны три варианта соединения стоек с перекладинами: по торцам стоек с верхним расположением перекладины, по торцам перекладины при установке ее враспор и комбинированное. Наиболее распространена установка перекладины враспор. По вертикальным направляющим стоек перемещается поперечина, а по ее горизонтальным направляющим — фрезерная бабка со шпинделем.

Особо тяжелые продольно-фрезерные станки делают с подвижным порталом (управляемые координаты 3—0, см. табл. 2.1). Требуемые статические и динамические характеристики НС станков с подвижным порталом, близкие к аналогичным характеристикам станков с неподвижным порталом, обеспечиваются при высокой жесткости подвижного портала (в частности, за счет более развитой перекладины) и жесткой установке на фундаменте постелей, по которым перемещается портал. На рис. 2.5 показаны схемы НС станков с неподвижным и подвижным порталами при одних и тех же размерах рабочего пространства.

Постели, по которым перемещаются стойки, могут быть связаны со станиной, но и в этом случае необходимо их непосредственное закрепление на фундаменте. Станины тяжелых продольно-фрезерных станков, как правило, делают составными по длине. Станины станков с подвижным порталом могут быть составными не только по длине, но и по ширине. Внутри станины обычно размещают тоннели для отвода стружки и стока СОЖ.

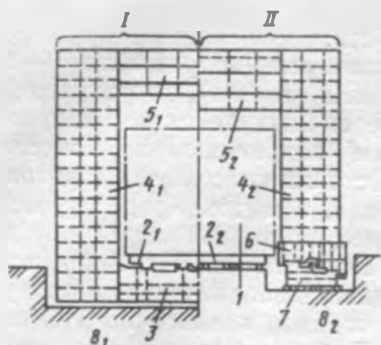


Рис. 2.5. Схемы неподвижного (I) и перемещающегося (II) порталов продольно-фрезерных станков при одинаковых размерах рабочего пространства:

1 — рабочее пространство; 2₁, 2₂ — стол; 3 — станина стола; 4₁, 4₂ — стойки; 5₁, 5₂ — переключатели; 6 — салазки под стойкой; 7 — постель (станина под стойкой); 8₁, 8₂ — фундамент

Портальные станки, предназначенные для обработки низких деталей (высотой до 0,5 м), выполняют с неподвижной поперечиной. Столы порталных станков могут быть одинарными и двойными. Двойные столы применяют в том случае, если на одном столе идет обработка, а на другом — смена заготовок. Для обработки длинных деталей оба стола используют как один.

На рис. 2.6 показаны компоновки строгальных и долбежных станков.

Системы портал—поперечина продольно-фрезерных и продольно-строгальных станков могут быть унифицированы.

Большинство станков для обработки тел вращения имеют горизонтальную компоновку. Распространенность горизонтальной компоновки можно объяснить следующими обстоятельствами:

удобством наблюдения за зоной резания при обработке деталей большой длины;

простотой установки тяжелых и длинных заготовок;

обеспечением высокой жесткости станин за счет фундамента.

НС станков токарной группы с горизонтальной осью вращения изделия включают горизонтальные станины, которые несут на себе неподвижные и подвижные узлы для поддержки и перемещения инструмента и изделия — шпиндельные бабки, задние бабки, суппорты и т. п.

Горизонтальные станины выполняют на ножках, сплошными или рамными. Станины на ножках применяют в станках для обработки длинных деталей при относительно небольших силах резания. Сплошными делают станины крупных станков, предназначенных для обработки деталей большого диаметра с большими силами резания.

Рамные станины применяют для автоматизированных высокопроизводительных станков при значительном объеме снимаемой стружки, при размещении на станине тяжелых перемещающихся узлов и т. д.

На рис. 2.7 приведены схемы компоновок токарных станков, отличающиеся расположением направляющих, выбираемым главным образом исходя из необходимости беспрепятственного отвода большого количества стружки, и конструкцией суппорта (см. также п. 2.4).

Следует отметить, что при горизонтальном расположении направляющих в токарных и револьверных станках традиционной компоновки необходимость отвода большого количества стружки обусловила применение станин из двух стенок с перегородками (см. рис. 2.14), в которых стружка отводится в проем между стенками. Однако жесткость таких станин значительно ниже, чем жесткость станин замкнутого в поперечном сечении контура, и оказалась недостаточной в высокопроизводительных станках, оснащенных тяжелыми суппортами с револьверными головками. Именно этим обусловлено широкое использование станин

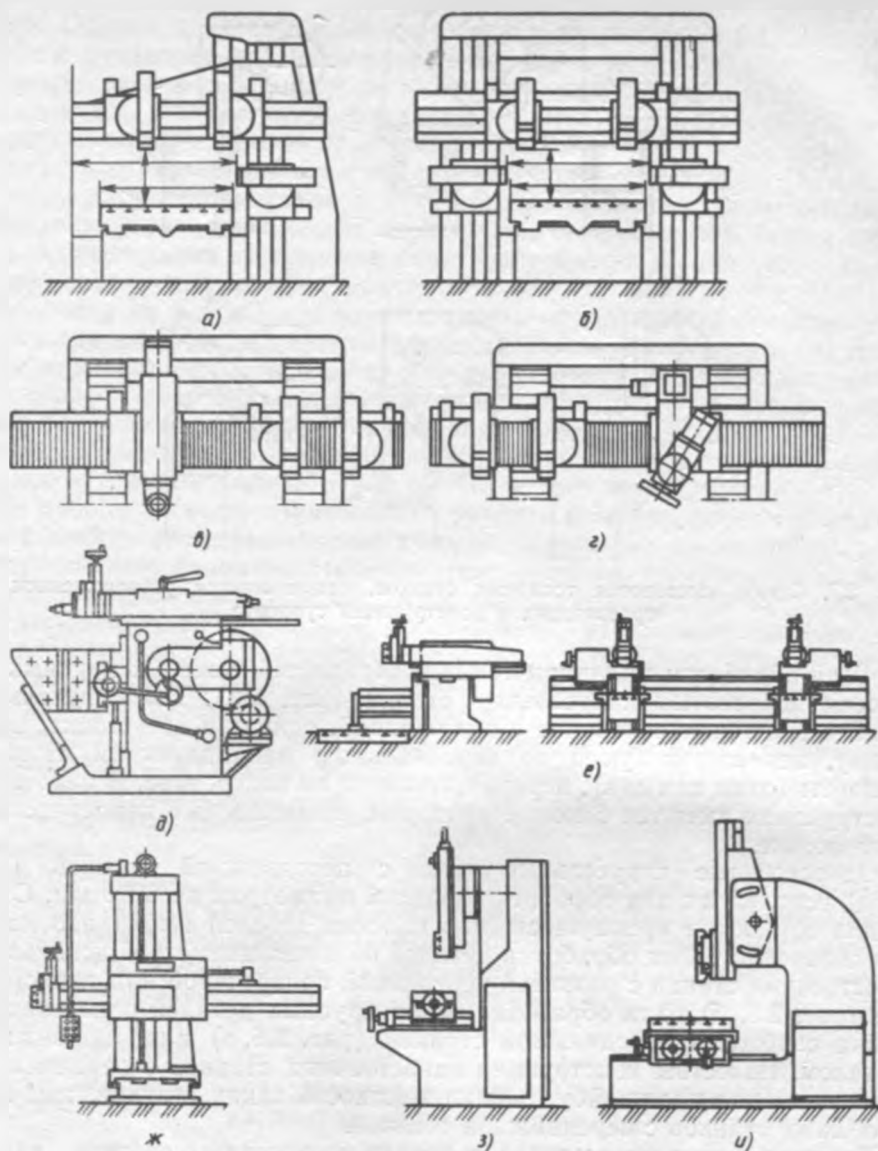


Рис. 2.6. Компонки строгальных и долбежных станков:

а, б — соответственно одностоечный и двухстоечный продольно-строгальные; в — комбинированный строгально-фрезерный; г — комбинированный строгально-шлифовальный; д — обычный поперечно-строгальный; е — поперечно-строгальный с передвижными ползунами; ж — передвижной поперечно-строгальный; з, и — долбежный соответственно с монолитной и составной станинами

замкнутого контура сечения с наклонным и вертикальным расположением направляющих в станках с ЧПУ токарной группы.

На рис. 2.7 показаны компоновки токарных полуавтоматов с ЧПУ, построенные по модульному принципу из унифицированных узлов. Станки без задней бабки предназначены для патронной обработки деталей типа фланцев; компоновки с задней бабкой и люнетом — для обработки длинных деталей. Имеются модификации как с одним, так и с двумя суппортами.

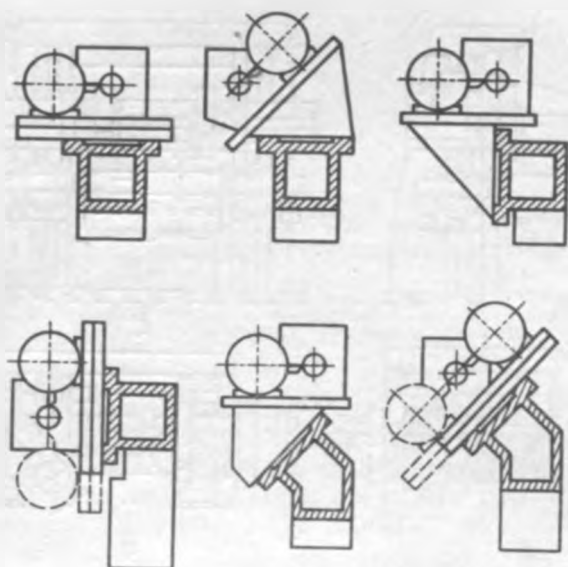


Рис. 2.7. Схемы компоновок токарных станков, отличающихся расположением направляющих и конструкцией суппорта

Для обработки цилиндрических поверхностей тяжелых крупных заготовок используют карусельные станки (рис. 2.8). НС карусельных станков включают основание с планшайбой, одну или две стойки, поперечину, перемещающуюся по вертикальным направляющим стоек, и суппорты (один или два), перемещающиеся по поперечине. В некоторых конструкциях имеются боковые суппорты, размещаемые непосредственно на стойке.

Одностоечные карусельные станки с неподвижной стойкой (рис. 2.8, а) используют для обработки изделий диаметром до 3000 мм. Станки для обработки преимущественно плоских деталей имеют неподвижную поперечину. Для обработки деталей больших диаметров используют одностоечные станки с развитой консольной поперечиной или двухстоечные (рис. 2.8, б). Для обработки особо крупных деталей одностоечные станки снабжают передвижной стойкой (рис. 2.8, в) или подвижным порталом. Известны конструкции одностоечных станков с передвижной подставкой под планшайбу, однако жесткость таких станков, как правило, ниже станков с передвижной стойкой.

Конструктивное оформление порталов карусельных станков аналогично конструктивному оформлению порталов продольно-фрезерных

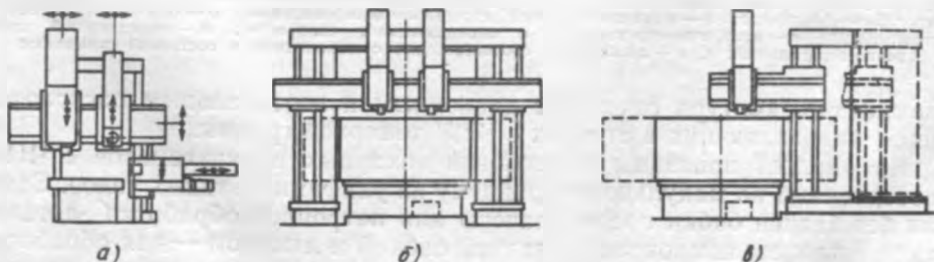


Рис. 2.8 Компоновки карусельных станков

станков. Однако разное соотношение составляющих силы резания при точении и фрезеровании обуславливает тот факт, что сечения стоек карусельных станков выполняют более вытянутыми в направлении, перпендикулярном к плоскости портала. Сечения стоек одностоечных станков, нагруженных сложной пространственной нагрузкой и испытывающих изгиб и кручение, близки к квадратным.

Стойки карусельных станков могут быть связаны с основанием или установлены независимо непосредственно на фундамент. В обоих случаях для обеспечения нормальной работоспособности станка необходимо жесткое закрепление стоек на фундаменте.

Поскольку не всегда есть необходимость обрабатывать большие детали, иногда на тяжелых карусельных станках используют комбинированные планшайбы, состоящие из кольцевой и центральной планшайб. Таким образом обеспечивается возможность обработки небольших деталей при более высоких частотах вращения.

Приведенные примеры иллюстрируют значительное разнообразие компоновок станков разных групп одного и того же назначения.

Для отбора из всего множества вариантов компоновки, удовлетворяющей требованиям, выполнение которых количественно не оценивается, целесообразно использовать экспертные системы, построенные на основании интуиции и обобщения опыта конструкторов. При разработке таких экспертных систем можно использовать имеющиеся сведения в части использования различных компоновок, сравнительные оценки стоимости и производительности станков, точности обработки, удобства обслуживания, определяемого, в частности, удобством загрузки и смены заготовок и смены инструмента, удобства отвода стружки и СОЖ, габаритных размеров станков, уровня унификации узлов и т. п., а также соображения о жесткости, возможном влиянии веса перемещающихся узлов станка, его динамических характеристик, влиянии температурных деформаций.

Для сравнительной количественной оценки отобранных таким образом альтернативных вариантов компоновок и для выбора рациональных конструктивных параметров элементов проводят сравнительную расчетную оценку показателей качества соответствующих НС. Сравнение компоновок станков одного и того же назначения см. ниже, а также см. т. 1, гл. 11.

2.3. Факторы, определяющие конструктивное оформление элементов несущих систем

Элементы НС укрупненно могут быть разделены на следующие группы.

1. Станины и основания (плиты, тумбы и основания без направляющих; простые горизонтальные станины или вертикальные станины-стойки с одной системой направляющих; станины-основания с круговыми направляющими; станины с несколькими системами направляющих, станины portalного типа и т. п.).

2. Коробки (коробки скоростей, шпиндельные бабки и т. п.).

3. Детали узлов для поддержания и перемещения инструмента и заготовки (салазки, револьверные головки, рукава, поперечины, ползуны, хоботы, консоли, столы, планшайбы и т. п.).

Конструктивные формы элементов НС сложились применительно к традиционным компоновкам НС и с изменением технических характеристик станков и их компоновок трансформируются. Несмотря на зна-

чительное разнообразие конструктивных форм элементов НС, принципы их конструирования являются общими, так как определяются критериями работоспособности, условиями технологичности и выбранным материалом.

Поскольку НС станка должна обеспечивать и сохранять в течение срока службы станка правильное расположение и возможность точных и плавных взаимных перемещений инструмента и заготовки, при конструировании корпусных деталей руководствуются главным образом критериями жесткости. Это обусловлено тем, что жесткость элементов НС определяет как ее деформации под действием статических сил, так и параметры колебательной системы. Кроме того, следует иметь в виду, что исследования станков на жесткость стали проводить раньше, чем исследования и расчеты других показателей качества (виброустойчивость, температурные деформации и др.). Поэтому в конструкциях современных корпусных деталей в значительной мере отражены результаты этих исследований.

При выборе размеров и материала корпусных деталей по условиям жесткости и технологичности условия прочности, как правило, обеспечиваются автоматически. Для изготовления станин и корпусных деталей используют чугун и низкоуглеродистую сталь, а из неметаллических материалов — бетон. В настоящее время получает распространение синтетический гранит — синтегран (о материалах для изготовления корпусных деталей см. ниже).

Толщину стенок чугунных отливок назначают исходя из технологических требований к их качеству, в частности с учетом опасности трещинообразования, а также в ряде случаев по условиям жесткости. Однако при этом следует иметь в виду, что увеличение размеров сечения при рациональной его форме или введение ребер жесткости на стенках в значительно большей степени повышает жесткость, чем соответствующее увеличение по массе толщины стенок. Поэтому в большинстве случаев целесообразно назначать толщину стенок минимально допустимой по соображениям литейной технологии, а необходимую жесткость обеспечивать за счет рационального конструктивного оформления.

Для стальных сварных станин и корпусных деталей применяют листовую сталь чаще всего толщиной 8—12 мм и более (в тяжелых станках). Применение тонкостенных сварных конструкций из листов толщиной 3—6 мм дает дополнительную экономию металла, но существенно усложняет технологию изготовления, поскольку в этом случае для уменьшения значительной местной податливости тонких стенок необходимо применять специальные меры — вводить сетку поперечных ребер, дополнительные перегородки и т. п.

В сварных базовых деталях расстояние между перегородками и ребрами нужно принимать несколько меньшим, чем в соответствующих литых станинах (в $1,2 \sqrt{\delta_{ст}/\delta_{чуг}}$ раз, где $\delta_{ст}$, $\delta_{чуг}$ — толщина стенок соответственно сварной и литой станины).

Технологические возможности изготовления сварных станин, оптимальных по условиям жесткости конструктивных форм, значительно шире, чем технологические возможности изготовления аналогичных литых станин. Демпфирующая способность стальных сварных станин обычно близка к демпфирующей способности чугунных благодаря повышенному рассеянию энергии в местах контакта сваренных элементов. Важным при конструировании и изготовлении сварных станин является обеспечение уменьшения сварочных деформаций.

Конструкции станин из синтегранита обычно представляют собой

массивные (или полые, но с достаточно большой толщиной стенок) отливки, в которых залиты закладные металлические элементы — плиты для направляющих, трубы, опорные элементы и т. п. Модуль упругости синтеграна в 3—5 раз ниже, чем чугуна. Масса станин из синтеграна на 30—40% выше, чем масса чугунных станин, а затраты на изготовление при точном монтаже закладных деталей, обуславливающим сравнительно небольшой объем механической обработки, на 20—30% ниже. Физико-механические свойства синтеграна, в частности более высокое по сравнению с чугуном демпфирование и меньший коэффициент теплопроводности, а также большая теплоемкость станин, повышают стойкость инструмента и качество поверхности обработанных деталей и обеспечивают низкую чувствительность к кратковременным колебаниям температуры.

Примеры конструктивного оформления базовых деталей приведены на рис. 2.9—2.11.

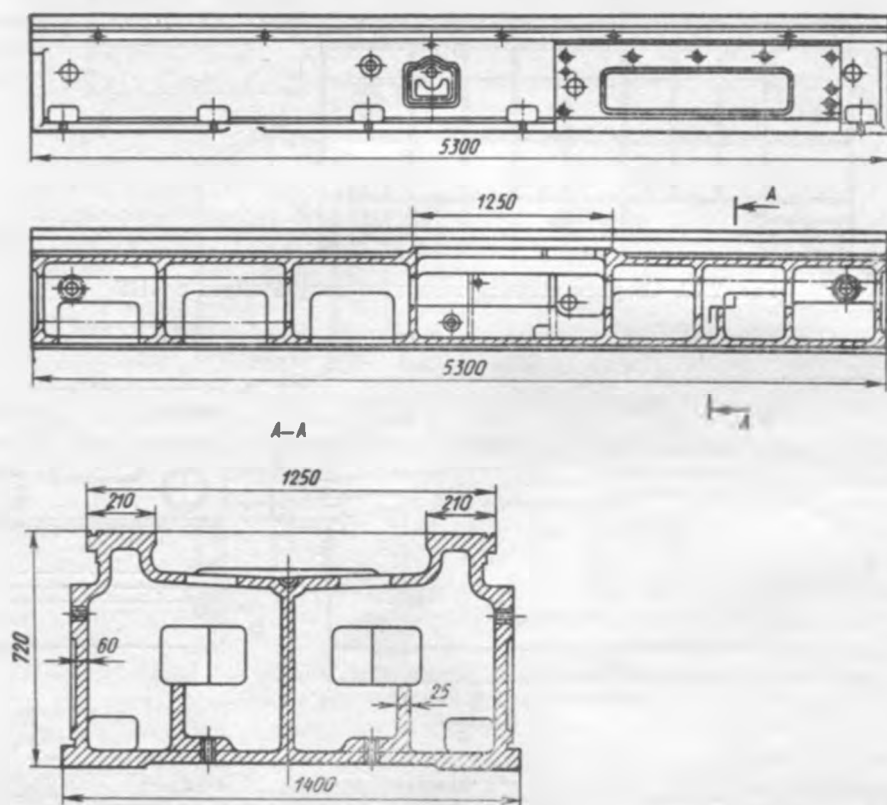


Рис. 2.9. Средняя секция чугунной станины продольно-фрезерного станка

Требуемая жесткость корпусных деталей определяется работоспособностью станка как технологической машины, работоспособностью механизмов станка, условиями обработки рассматриваемых деталей и трудоемкостью выверки станка при его установке.

Упругие деформации корпусных деталей зависят от условий нагружения и конструктивных форм. Нагрузки на корпусные детали пе-

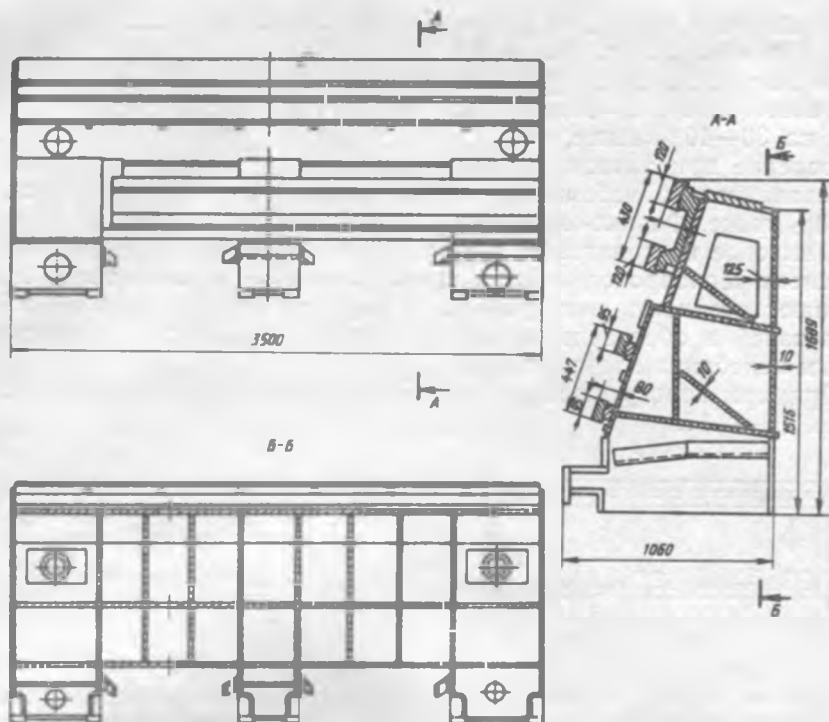


Рис. 2.10. Сварная станина токарного полуавтомата с ЧПУ

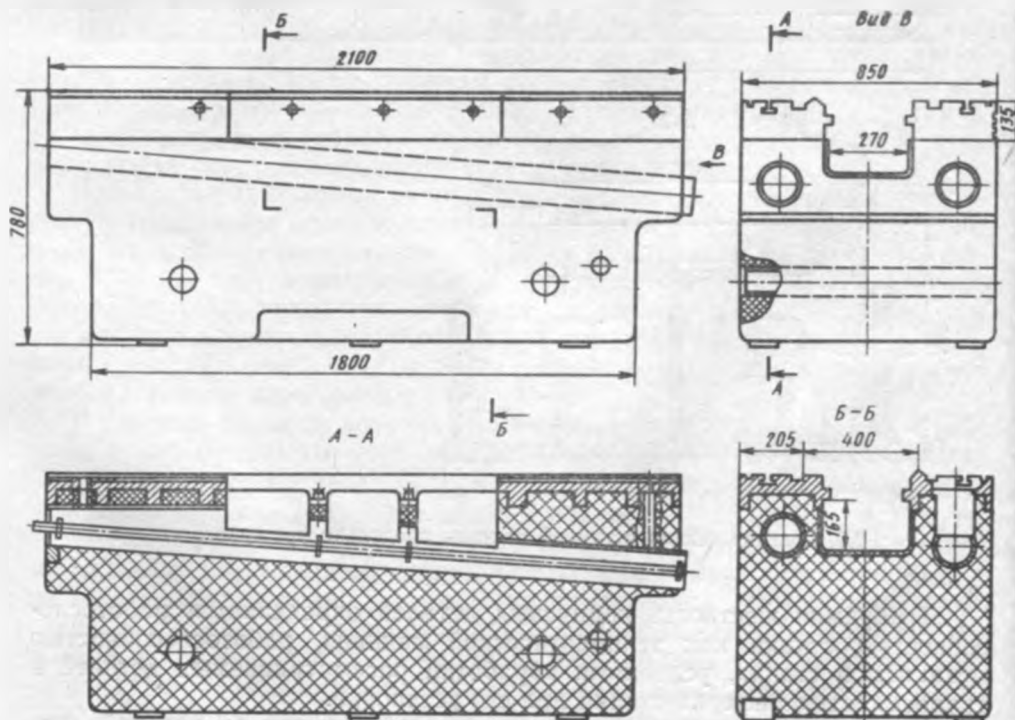


Рис. 2.11. Станина из синтетрана алмазно-расточного станка

редаются на участках их контакта между собой и с другими элементами по направляющим, фланцам, в местах расположения установочных элементов, закрепления деталей и т. п. При этом размеры участков, по которым действуют силовые факторы, могут быть как существенно меньше, так и соизмеримы с общим размером элемента (горизонтальные станины, ползуны, суппорты, столы и т. п.).

По форме все базовые детали условно могут быть разделены на три группы: детали типа стержней, у которых один габаритный размер значительно больше двух других (станины горизонтальные и вертикальные, поперечины, рукава, хоботы, ползуны); детали типа пластин, у которых два габаритных размера больше третьего (плиты, плоские столы, суппорты); детали типа коробок, у которых все три габаритных размера одного порядка (коробки, консоли, короткие станины).

Большинство литых и сварных корпусных деталей представляют собой коробчатые тонкостенные конструкции с внутренними перегородками и ребрами. Деформации тонкостенных корпусных деталей условно могут быть разделены на общие, искажения контура и местные. Характер этих видов деформаций поясним, рассмотрев деформации стойки, нагруженной силой, приложенной к направляющему (рис. 2.12, а). Сила P , действующая на направляющую, вызовет де-

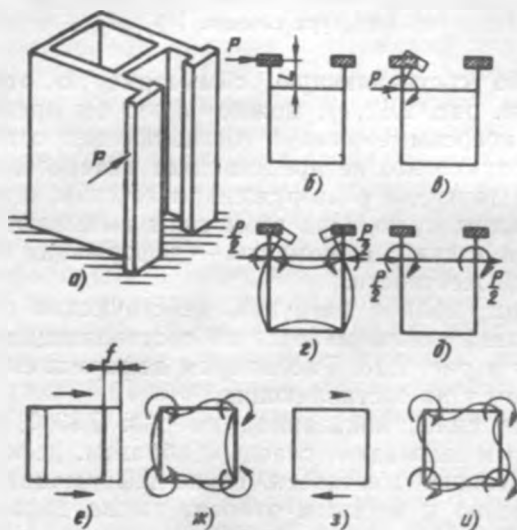


Рис. 2.12. Схемы деформаций стойки под действием силы P , приложенной к направляющим

формирование направляющей и переходной стенки станины (длиной l , рис. 2.12, б) относительно основного контура станины. При этом у основания переходной стенки на основной контур будут действовать распределенные по длине силы и моменты (рис. 2.12, в). Очевидно, что смещения направляющих определяются не только деформированием переходных стенок, но и деформированием основного контура станины, определяющими смещения и углы поворота основания переходных стенок. Для того чтобы проанализировать картину деформирования основного контура станины, рассмотрим действие силы и момента в одном из сечений. Разложим нагрузку, показанную на рис. 2.12, в, на симметричную (рис. 2.12, г) и косесимметричную (рис. 2.12, д) состав-

ляющие. Рассмотрим кососимметричную составляющую силовых факторов, приложенных к углам основного контура сечения стойки, и разложим ее на симметричную (рис. 2.12, *е, ж*) и кососимметричную (рис. 2.12, *з, и*) составляющие относительно горизонтальной (на чертеже) оси. Далее, кососимметричную составляющую горизонтальных сил представим в виде сил, действующих в плоскости горизонтальных и вертикальных стенок. При этом система сил, показанная на рис. 2.13, *а*, статически эквивалентна крутящему моменту, а система сил, приведенная на рис. 2.13, *б*, взаимно уравновешена.

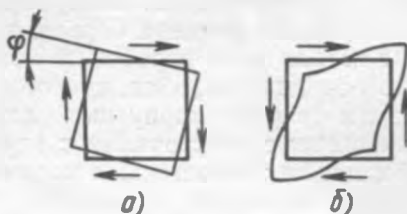


Рис. 2.13. Разложение кососимметричной составляющей системы сил, действующей на горизонтальные стенки, на составляющие, вызывающие кручения (*а*) и искажение контура сечения (*б*)

Соответственно составляющую, симметричную относительно вертикальной оси (см. рис. 2.12, *г*), можно было бы представить в виде симметричной и кососимметричной составляющих относительно горизонтальной оси, однако это не представляет интереса, поскольку силовые факторы, действующие в нагруженном сечении, в этом случае статически эквивалентны нулю. При этом силы вызывают деформации в плоскости верхней стенки, а моменты — деформации изгиба стенок в плоскости меньшей жесткости.

Таким образом, полная нагрузка, действующая в сечении основного контура станины, складывается из составляющих, показанных на рис. 2.12, *г, е, ж, и* и рис. 2.13. Рассмотрим деформации, которые возникают под действием этих составляющих.

Составляющая силы, показанная на рис. 2.13, *б*, уравновешена в плоскости сечения и вызывают, главным образом, деформирование стенок в плоскости меньшей жесткости. Такие деформации называют местными. Соответственно к местным относят также деформации переходных стенок относительно основного контура станины (см. выше).

Составляющая силы, показанная на рис. 2.13, *а*, уравновешена в плоскости сечения, но вызывает деформирование стенок в плоскостях большей и меньшей жесткости и обуславливает искажение контура сечения, характер которого показан на рисунке.

Составляющие, указанные на рис. 2.12, *е* и 2.13, *а*, эквивалентные соответственно поперечной силе и крутящему моменту в сечениях стойки, уравновешиваются силовыми факторами, возникающими в заделанном (опертом) сечении, и вызывают смещения и поворот сечений относительно оси. Эти деформации эквивалентны деформациям изгиба, сдвига и кручения стержня и относятся к общим деформациям. Составляющая, статически эквивалентная крутящему моменту Pl (см. рис. 2.12, *б*), вызывает кручение стержня и местные деформации.

Таким образом, общую картину деформирования стойки можно представить в виде ортогональных составляющих, представляющих

собой общие деформации изгиба, сдвига и кручения стержня при жестком контуре его сечения, деформации искажения контура сечения и местные деформации. Такое представление условно, поскольку может считаться справедливым лишь для сечений правильной формы, тем не менее оно целесообразно, так как мероприятия, обеспечивающие уменьшение разных видов деформации, различны и реализация их во многом определяет конструктивные формы базовых деталей.

Деформации искажения контура и местные существенно снижают жесткость базовых деталей, поэтому обычно их стремятся свести к минимуму. Уменьшение деформаций искажения контура обеспечивается, например, введением поперечных перегородок, сплошных или с небольшими окнами, диагональных перемычек, связывающих противоположные углы сечения, а также увеличением жесткости стенок в плоскости меньшей жесткости. При этом введение поперечных ребер рациональнее, чем увеличение толщины стенки (при той же площади сечения). В качестве примера можно указать, что в результате искажения контура сечения перемещения направляющих стойки без перегородок оказываются в 4—5 (до 10) раз больше, чем перемещения стойки со сплошными перегородками.

Уменьшение местных деформаций обеспечивается уменьшением длины переходных стенок и увеличением собственной жесткости переходных и основных стенок путем введения поперечных ребер. Так, перемещения в результате местных деформаций направляющих без переходных стенок (см. рис. 2.14, з) в 2—3 раза меньше, чем перемещения направляющих с двумя переходными стенками.

Вводя конструктивные элементы (перегородки, ребра и т. п.), обеспечивающие жесткость контура и сводящие к минимуму местные деформации, проектировщик не только совершенствует конструкцию, но и меняет характер ее деформаций таким образом, что доминирующими остаются общие деформации.

Общие деформации зависят как от формы и размеров сечений элементов (их геометрических характеристик), так и от статической и динамической нагрузки. Поскольку нагрузки, действующие на базовые детали, в станках разных типов и компоновок различны, очевидно, различными будут и рациональные конструктивные соотношения параметров элементов одного назначения разных станков, и их выбор требует расчетов.

Хотя деление деформаций на общие искажения контура и местные является условным, тем не менее можно утверждать, что при деформациях деталей типа стержней имеют место все три вида деформаций. Для деталей типа пластин наибольшее значение имеют деформации, по характеру приближающиеся к общим, т. е. к деформациям однородных пластин относительно некоторой срединной (нейтральной) плоскости, и местные деформации нагруженных стенок в плоскости меньшей жесткости. При деформациях деталей типа коробок можно выделить искажение их контура и местные деформации стенок.

Деформации деталей, перемещаемых по направляющим (суппорты, столы, ползуны), или опертых на значительной части длины (сплошные станины), определяются не только собственной их жесткостью, но и жесткостью упругого основания, в частности жесткостью направляющих.

Ниже конструктивные особенности отдельных элементов НС рассмотрены с учетом рекомендаций, обеспечивающих их высокую жесткость.

2.4. Конструктивное оформление основных элементов несущих систем

Горизонтальные станины должны обеспечивать размещение зоны обработки на заданном, обычно удобном для наблюдения уровне. Поэтому станины небольших станков выполняют на ножках, а более крупных станков — сплошными или рамными.

Особенности конструктивного исполнения станин зависят от расположения направляющих и стыков, условий удаления стружки и охлаждающей жидкости и т. п., а также от требований жесткости и технологичности.

Основные типы сечений горизонтальных станин приведены на рис. 2.14. Сечения, показанные на рис. 2.14, а, в, применяют при необхо-

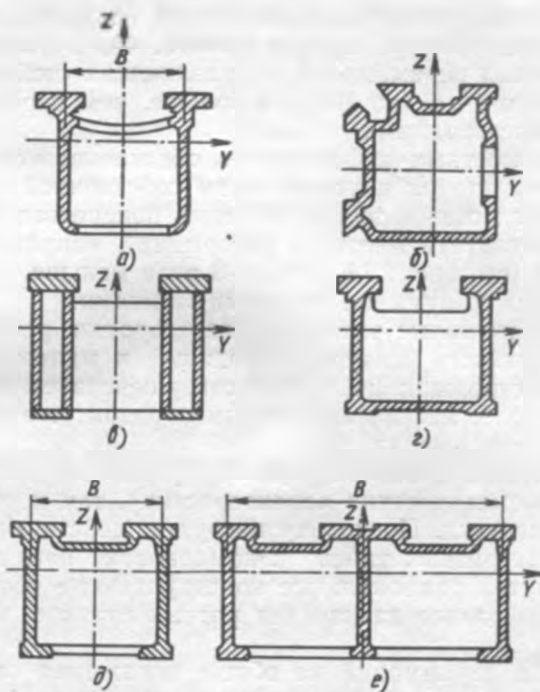


Рис. 2.14. Основные типы сечений горизонтальных станин

димости отвода большого количества стружки, главным образом в станках токарной группы. В станках традиционной компоновки средних размеров со станинами на ножках чаще всего применяют сечения типа рис. 2.14, а; для повышения жесткости стенки выполняют двойными (П-образного сечения). В высокопроизводительных станках используют станины замкнутого контура (рис. 2.14, б), при этом плоскость направляющих может быть ориентирована по-разному (см. рис. 2.6). В тяжелых токарных станках чаще всего встречаются станины с сечением типа рис. 2.14, в, которые могут быть как сварными, так и литыми.

Сечения типа рис. 2.14, г применяют при необходимости использования станины как резервуара, при больших размерах размещаемых в станке механизмов и при невозможности попадания стружки между

направляющими. Такие сечения применяют обычно в малонагруженных станках, например шлифовальных.

При отсутствии необходимости в отводе стружки в небольших бесконсольно-фрезерных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, долбежных, расточных и т. п. станках применяют сечения типа рис. 2.14, *д*. Сечения типа рис. 2.14, *е* применяют в станинах тяжелых станков (продольно-строгальных, продольно-фрезерных, расточных и т. п.).

Ширина и высота сечения зависят от конструкции суппортов и столов и расположения зоны обработки. В станинах на ножках для обеспечения высокой жесткости при кручении ширину сечения станины следует принимать максимально допустимой из конструктивных соображений (жесткость примерно пропорциональна квадрату ширины B). Высоту сечения станины в этом случае принимают примерно равной или несколько большей ширины.

Станины, как правило, нагружены пространственной статической и динамической нагрузкой, и при их конструировании должна быть обеспечена соответствующая жесткость, в первую очередь при кручении. Кроме того, должны быть сведены к минимуму искажения контура и местные деформации.

Наибольшую жесткость при кручении имеют станины замкнутого контура сечения, а минимальное искажение контура обеспечивается при сплошных стенках и введении достаточного числа сплошных перегородок. Такие конструкции сравнительно просто могут быть реализованы сваркой. Однако в литых станинах необходимо выполнение окон в перегородках или стенках для крепления стержней.

Станины, приведенные на рис. 2.14, *а, в—е*, обычно выполняют со сплошными перегородками, поскольку в этих станинах хотя бы одна из горизонтальных стенок практически отсутствует (в ней выполняются большие прямоугольные окна). При этом обеспечивается высокая жесткость контура, а для повышения жесткости станины при кручении принимают специальные меры: в станинах с сечениями типа рис. 2.14, *а* используют диагональные или П-образные перегородки, в станинах типа рис. 2.14, *д, е* прикрепляют снизу сплошной стальной лист, замыкающий контур и т. п. В станинах замкнутого контура сечения (рис. 2.14, *б*) окна для крепления стержней делают в перегородках.

При наличии окон в стенках или перегородках жесткость станины зависит от их формы и размеров. Существенное повышение жесткости может быть обеспечено, если выполнять окна не прямоугольными, а треугольными или круглыми, расположенными так, чтобы соответствующая стенка или перегородка работала как ферма. Для иллюстрации на рис. 2.15 приведены результаты экспериментального исследования жесткости при кручении моделей станин с перпендикулярными к стенкам перегородками и окнами разной формы в одной из стенок. Жесткость станин с диагональными перемычками при треугольных или круглых окнах на одной из стенок близка к жесткости станин с замкнутым контуром сечения.

В табл. 2.2 приведены расчетные данные, полученные с помощью метода конечных элементов (МКЭ), иллюстрирующие жесткость при сдвиге перегородок с различными окнами, определяющую жесткость контура сечения станины. Как видно, и в этом случае при треугольной форме окна обеспечивается более высокая жесткость перегородки, чем при прямоугольной форме окна. Окна, площадь которых меньше 0,2—0,3 площади перегородки, незначительно влияют на жесткость.

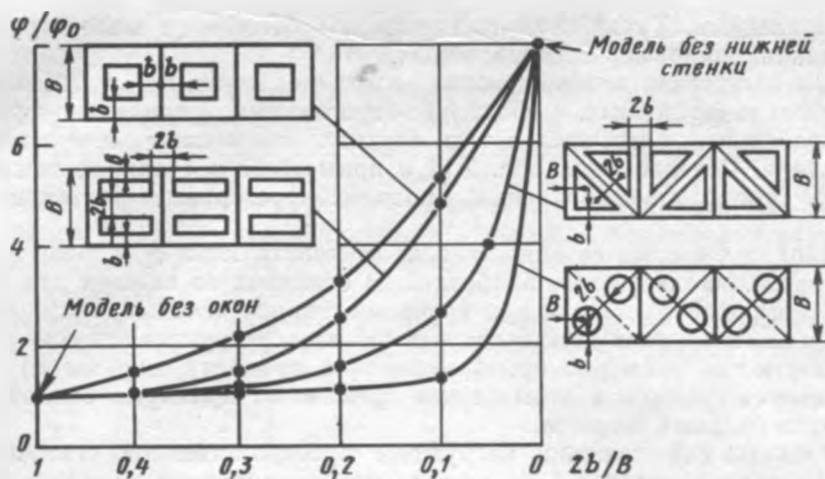
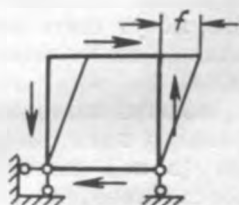


Рис. 2.15. Сравнительная жесткость при кручении моделей станин с окнами разной формы в нижней стенке:

• — угол закручивания модели без окон (замкнутого контура поперечного сечения); φ — угол закручивания модели с окнами



2.2. Относительная жесткость при сдвиге пластин, имитирующих перегородки, с окнами разной формы и размеров при одинаковой толщине пластин

Параметр						
$F_{отб}/F$	0	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5
f/f_0	5,7	1,0	0,13	0,94	0,48	0,35

Примечание: За единицу принято перемещение f_0 пластины $F_{отб}/F = 0,25$, где $F_{отб}$ — площадь окна, F — площадь пластины

Для подтверждения вывода о целесообразности использования окон треугольной формы были проведены эксперименты на натурных моделях станин. Сравнительная жесткость и масса исследованных станин приведены в табл. 2.3*.

Из условий жесткости число перегородок следует выбирать так, чтобы расстояние между ними было примерно равно ширине станины, причем на длине узла, передающего нагрузку на станину, при любом его положении должно быть не менее двух перегородок. В станинах с

* $q = EJ$ — жесткость при изгибе, $q = GI_p$ — жесткость при кручении.

2.3. Сравнительная жесткость и масса станин П-образного сечения (1700 × 800 × 600 мм) с окнами разной формы и размеров в нижней стенке

Форма и расположение окон	$\frac{F_{отв}}{F}$	m, кг	Жесткость $q \cdot 10^{-10}$, кг·см ²	
			Изгиб	Кручение
	0,16	1670	20,6	25,7
	0,62	1340	19,8	4,5
	0,51	1340	17,7	24,8

Примечание: $F_{отв}$ — площадь окон; F — площадь стенки.

диагональными перегородками угол между ними целесообразно выбирать в пределах 60—100°. Увеличение числа перегородок сверх необходимого минимума в значительно большей степени влияет на массу станины, чем на ее жесткость.

В станинах с двойными стенками (см. рис. 2.14, в) для обеспечения достаточной жесткости контура сечения стенок необходимо предусматривать перегородки внутри двойных стенок.

Горизонтальные станины, как правило, имеют одну или несколько систем направляющих. Конструктивные формы присоединения направляющих к основной части станины (рис. 2.16) существенно влияют на местные деформации, а также на собственные напряжения в отливках в связи с неравномерным охлаждением стенок станины и направляющих. Присоединение направляющих с помощью одной переходной стенки (рис. 2.16, а) применяют главным образом в станинах токарных и револьверных станков традиционных компоновок, реже в станинах небольших продольно-строгальных и расточных станков. Переходная стенка имеет увеличенную (обычно до 2δ) толщину δ, по сравнению с толщиной δ основных стенок, или ее подкрепляют ребрами.

Присоединение, показанное на рис. 2.16, б, типично для станин с двойными стенками (см. рис. 2.14, в). При наличии перегородок, обеспечивающих жесткость контура сечения стенок, местные деформации таких направляющих незначительны. Присоединение с помощью двух переходных стенок (рис. 2.16, в) применяют в станинах с верхней стенкой (для расточных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и

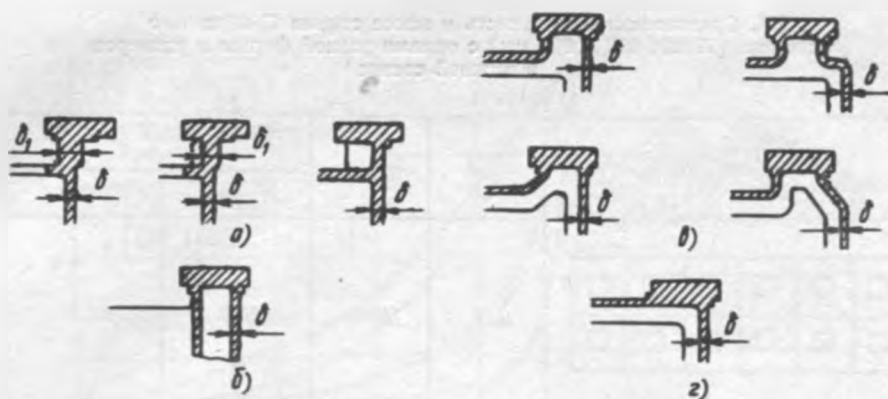


Рис. 2.16. Конструктивные формы присоединения направляющих к основной части станины

других станков). Наличие изломов наружной стенки снижает местную жесткость направляющих. Жесткость направляющих с двумя переходными стенками существенно увеличивается при введении достаточного числа поперечных ребер между переходными стенками и на основных стенках, при уменьшении длины переходных стенок и увеличении расстояния между ними.

Наиболее жестким является непосредственное соединение направляющих с основными стенками станины (рис. 2.16, з). В горизонтальных станинах такое соединение применяют редко (только в тех случаях, когда используют реечный привод подачи, размещаемый сбоку станины). И в этом случае для обеспечения высокой местной жесткости необходимы поперечные ребра на основных стенках станины.

Рациональным расстоянием между поперечными ребрами следует считать такое, при котором на длине узла, передающего нагрузку на направляющие, можно разместить два-три ребра.

Горизонтальные станины обычно опираются на фундамент (по отдельным участкам или по всей длине), для чего используют специальные опорные элементы (см. ниже). К горизонтальным станинам крепят основные неподвижные узлы: коробки скоростей, шпиндельные бабки, стойки и т. п. Длинные станины делают составными. Жесткость указанных соединений корпусных деталей в значительной степени зависит от конструктивного оформления стыков, определяющего местные деформации в зоне размещения крепежных и установочных элементов.

Для повышения местной жесткости боковые стенки обычно усиливают ребрами и перегородками, которые целесообразно размещать непосредственно в плоскости осей болтов. В табл. 2.4 показано примерное соотношение жесткостей разных способов конструктивного оформления соединений. Наибольшая жесткость достигается при расположении винтов в карманах и перегородок в контактирующих элементах по осям винтов; наименьшая — при использовании фланцев и смещенном от оси винта расположении перегородок.

Стойки (вертикальные станины). Конструктивное оформление стоек зависит главным образом от условий жесткости и в ряде случаев от необходимости размещения внутри стоек противовесов. Основные типы сечений стоек, обычно замкнутого контура, приведены на рис. 2.17.

Стойки, показанные на рис. 2.17, а, применяют преимущественно в

2.4. Коэффициенты понижения жесткости k при различном конструктивном оформлении стыка

$K=1,0$	$K=0,7 \dots 0,8$	$K=0,5 \dots 0,7$	$K=0,4 \dots 0,5$

тех случаях, когда должна быть обеспечена возможность поворота узлов относительно оси стойки, например, в радиально-сверлильных станках. Для стоек одностоечных и порталных станков наиболее распространены сечения, показанные на рис. 2.17, б, при этом для станков разных типов характерны разные соотношения размеров сечения (h/b), определяемые по условиям статической жесткости. Так, для стоек вертикально-сверлильных и агрегатных станков $h/b \approx 2 \dots 3$, расточных и фрезерных станков $h/b \approx 1$, карусельных станков $h/b \approx 3 \dots 4$, про-

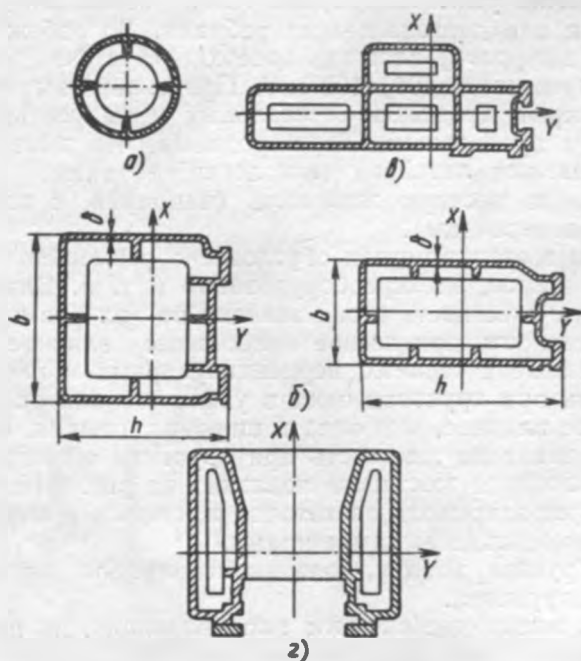


Рис. 2.17. Основные типы сечений стоек

дольно-строгальных и продольно-фрезерных $h/b \approx 2 \dots 3$. Станки портального типа, в частности карусельные, выпускаемые ранее, имели сечения стоек в виде двух прямоугольников (рис. 2.17, а). Однако и в этом случае простейшая прямоугольная форма стоек предпочтительнее, о чем свидетельствуют конструкции современных станков.

В многоцелевых станках при симметричном расположении шпиндельной бабки относительно стойки, обеспечивающем уменьшение влияния упругих и температурных деформаций на точность обработки, получили распространение стойки рамной конструкции (рис. 2.17, з).

Во избежание искажения контура сечения стойки выполняют с поперечными перегородками, в которых имеются окна для крепления стержней. Поперечные ребра можно рассматривать как перегородки с окнами. С уменьшением высоты поперечных ребер (увеличением размеров окон в перегородках) жесткость контура резко уменьшается. Соображения относительно формы окон в перегородках и числа перегородок, обеспечивающих жесткость контура сечения, изложенные применительно к станинам (см. выше), справедливы и для стоек.

Для повышения жесткости контура сварных стоек, внутри которых размещают противовесы, стенки выполняют двойными как бы из панелей, имеющих две стенки, соединенные перегородками. Жесткость таких стоек выше, чем жесткость стоек со сплошными толстыми стенками той же массы. Однако и в сварном исполнении введение достаточного числа перегородок оказывается все же более эффективным, чем выполнение стенок двойными. Известны случаи, когда высокую жесткость контура обеспечивали за счет перегородок треугольными окнами, а противовес размещали снаружи.

Для обеспечения высокой местной жесткости, которая зависит главным образом от жесткости стенок в плоскости меньшей жесткости, стенки стоек обычно усиливают сравнительно невысокими поперечными, продольными или диагональными ребрами. Во избежание колебаний стенок как диафрагм, площадь поверхности стенок между ребрами не должна превышать 400×400 мм². При сильно вытянутой форме сечения, например в продольно-строгальных и карусельных станках, стойки снабжают продольными перегородками, что вызвано главным образом требованиями литейной технологии, а также стремлением обеспечить высокую местную жесткость (например, в зоне приложения сил зажима поперечины).

Наличие окон в стенках стоек обусловлено размещением в стойках различных механизмов, электрооборудования и т. п. Влияние окон в станках на общую жесткость стоек зависит от их размеров и расположения. На жесткость при изгибе наибольшее влияние оказывают окна, расположенные в стенках, перпендикулярных к плоскости изгиба. На жесткость при кручении окна в узких стенках оказывают значительно большее влияние, чем окна в широких стенках. Влияние размеров окон в стенках на жесткость при кручении стоек в виде коэффициента K , понижения жесткости показано на рис. 2.18. По возможности окна следует закрывать достаточно жесткими крышками, притягиваемыми болтами, или заменять нишами.

Поперечины, рукава, хоботы, ползуны используют для поддержки и перемещения инструмента.

Поперечины имеют две системы направляющих, их применяют в станках портального типа (продольно-фрезерных, карусельных, продольно-строгальных и т. п.). Поперечины представляют собой коробчатые детали, у которых один из размеров существенно больше двух

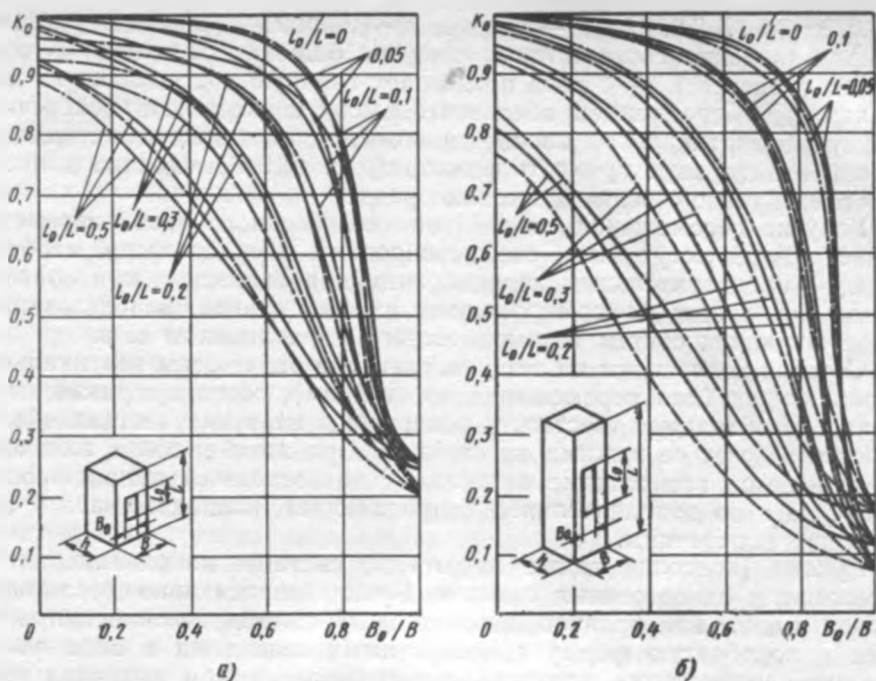


Рис. 2.18. Влияние размеров окон в стенках на жесткость при кручении стоек:
 а — при $L/B=2$; б — при $L/B=4$; сплошная линия — при $h/B=1$; штриховая линия — при $h/B=0,5$; штрихпунктирная линия — при $h/B=2$

других, т. е. поперечины относят к деталям типа стержней. Наиболее рациональные поперечные сечения замкнуты в виде полового прямоугольника (рис. 2.19, а). Замкнутый контур сечения и наличие направляющих, соединенных с основным контуром с помощью переходных стенок, определяют рекомендации по рациональному конструктивному оформлению, аналогичные соответствующим рекомендациям для станин.

На выбор формы сечения поперечин влияет стремление обеспечить минимально возможный уровень деформаций от веса перемещающихся узлов. Поэтому, например, в карусельных станках, сечения поперечин несколько вытянуты по вертикали и обычно отношение размеров сече-

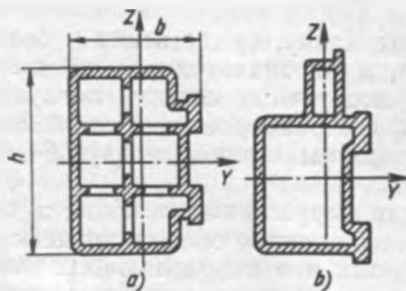


Рис. 2.19. Основные типы сечений поперечин станков portalного типа в виде одного (а) или двух (б) полых прямоугольников

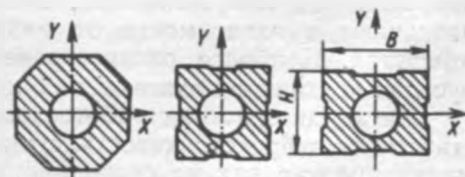


Рис. 2.20. Поперечные сечения ползунов карусельных станков

ния $h/b=1,5\dots 2,2$, где h — высота, b — ширина сечения, причем большие значения соответствуют станкам больших размеров (в которых вес суппорта в 3—4 раза превышает главную составляющую силы резания P_z). Стремлением обеспечить высокую жесткость поперечины на изгиб в вертикальной плоскости объясняется также использование сечений в виде двух прямоугольников (рис. 2.19, б). Однако в настоящее время такие сечения применяют редко.

Упругие перемещения от действия собственного веса перемещающихся узлов могут быть скомпенсированы специальными мероприятиями — предварительным искривлением направляющих при обработке или начальным деформированием их на станке, использованием соответствующих систем автоматического управления и т. п.

Сечения поперечины на тех участках, где размещены вертикальные направляющие (для перемещения по стойкам), обычно ограничены по ширине. Необходимая жесткость поперечины на этих участках обеспечивается за счет ее зажима на стойках. При этом высокая жесткость обеспечивается при зажиме не только по основным направляющим стойки, но и по дополнительной направляющей, расположенной у задней стенки поперечины.

Рукава (консоли) также имеют две системы направляющих, их применяют в одностоечных станках. Рукава вертикально-сверлильных станков имеют, как правило, вертикальные цилиндрические направляющие и коробчатую форму с поперечными сечениями в виде полого прямоугольника (реже эллипса) с поперечными или диагональными перегородками.

Консоли (траверсы) одностоечных карусельных, поперечно-строгальных и т. п. станков обычно опираются на стойку по направляющим, расположенным по двум (или даже трем) взаимно перпендикулярным плоскостям. В некоторых случаях из технологических соображений их делают составными: переднюю часть, опирающуюся на передние направляющие стойки, жестко связывают с задней частью (коробчатой формы переменного сечения), опирающейся на направляющие, расположенные на внутренней боковой поверхности стойки.

Хоботы и ползуны поперечно-строгальных, вертикально-фрезерных и т. п. станков, перемещающихся в одном направлении, опираются на направляющие на значительной части своей длины. Поэтому показатели их работоспособности в значительной степени зависят от характеристик направляющих. Конструктивные формы этих деталей аналогичны конструктивным формам других элементов НС, имеющим значительную протяженность, замкнутый контур сечения и направляющие.

Ползуны карусельных станков имеют длину, существенно большую, чем размеры поперечного сечения, и на значительной ее части опираются на направляющие. Размеры поперечных сечений ползунов назначают в зависимости от минимальных размеров растачиваемых отверстий. Наиболее распространенные формы сечений ползунов карусельных станков показаны на рис. 2.20.

На характеристики работоспособности карусельных станков, в частности на виброустойчивость, существенное влияние оказывают деформации ползуна как на свободной длине, так и в направляющих. Особенностью работы направляющих ползунов являются весьма высокие кромочные давления (до 15 МПа), обуславливающие нелинейный характер деформаций системы. Эти соображения определяют выбор материала ползунов (чугун, сталь), типа направляющих (скольжения,

качения, гидростатические) и формы поперечного сечения, который проводят на основе анализа статических и динамических характеристик системы.

Суппорты, салазки, столы. Конструктивные формы *суппортов и салазок* в значительной степени подчиняются условию работоспособности направляющих, т. е. зависят от типа, формы и расположения направляющих и конструкции прижимных и регулирующих элементов, а также от необходимости ограничения размеров по высоте.

Как известно, работоспособность направляющих в значительной степени определяется величиной и распределением нагрузки на направляющие. Чем меньше давление в направляющих и чем равномернее оно распределено, тем выше работоспособность направляющих (их долговечность, жесткость и т. п.). Уменьшение нагрузки на направляющие может быть достигнуто соответствующим расположением направляющих и размещением приводного механизма, обеспечивающим уменьшение реакций и перекашивающих моментов; увеличением расстояния между направляющими; увеличением ширины граней и выбором рациональной формы направляющих. Равномерность распределения давлений в значительной степени определяется жесткостью контактирующих элементов (как салазок и суппортов, так и станин, стоек и поперечин), главным образом местной. Поэтому при конструировании салазок и суппортов приходится учитывать противоречивые требования: уменьшение размеров и нагрузок, действующих на элементы системы, и требование повышения жесткости, обеспечиваемой в результате увеличения высоты сечения салазок. Подробно о выборе формы и расположения направляющих в конструкциях прижимных и регулирующих элементов см. гл. 4.

Салазки средних станков обычно выполняют сплошными, салазки тяжелых станков вследствие больших нагрузок и меньших ограничений по высоте — коробчатыми. Коробчатыми чаще всего выполняют салазки токарных станков при наклонном и вертикальном расположении направляющих. Салазки тяжелых станков в целях обеспечения максимальной жесткости обычно имеют в плане прямоугольную форму.

Стол предназначен для поддержания и перемещения заготовок, обрабатываемых на станках. Столы, используемые только для поддержания заготовок (радиально-сверлильные, протяжные станки), имеют коробчатую форму. Столы, предназначенные для поддержания и перемещения заготовок, имеют одну систему направляющих и бывают коробчатыми консольными (вертикально-сверлильные, поперечно-строгальные станки), плоскими прямоугольными (фрезерные, строгальные, шлифовальные станки и др.) и круглыми (карусельные, зуборезные станки и др.).

Жесткость неподвижных столов определяется главным образом деформациями стенок в плоскости меньшей жесткости; жесткость консольных столов — общими деформациями стола, рассматриваемого как консольная балка, местными деформациями стенок и деформациями в направляющих. Для повышения жесткости (главным образом, местной) столы снабжают внутренними перегородками и ребрами.

Поскольку высота консольных столов обычно ограничена производственными возможностями станка, общая жесткость столов в значительной степени зависит от формы поперечного сечения. В связи с этим консольные столы целесообразно выполнять с замкнутым контуром поперечного сечения.

Жесткость плоских столов определяется главным образом их вы-

сотой. Отношение высоты стола к ширине h/b в реальных конструкциях столов продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков колеблется в пределах 0,1—0,18 (большие значения для столов меньшей ширины). Оптимальным с точки зрения жесткости и веса можно считать $h/b=0,14 \dots 0,16$. Жесткость столов станков повышенной точности должна быть более высокой для того, чтобы обеспечить минимальные деформации столов, в частности, от сил зажима.

В существующих конструкциях круглых столов карусельных станков (планшайб) отношение высоты планшайбы к диаметру $h/D=0,08 \dots 0,12$ (меньшие значения для диаметров до 7 м). Оптимальным с точки зрения жесткости можно считать $h/D=0,12 \dots 0,16$.

Планшайбы диаметром более 1000 мм выполняют коробчатыми с радиальными и кольцевыми ребрами. Оптимальное число радиальных ребер 10—16 (большие значения при больших диаметрах планшайб). Кольцевые ребра, расположенные непосредственно под направляющей, уменьшают (на 15—20%) наибольшие давления на направляющих и улучшают отвод теплоты от направляющих. Большие планшайбы с двумя направляющими имеют два кольцевых ребра. Желательно, чтобы кольцевые ребра были расположены как можно ближе к середине направляющих; кольцевые ребра не под направляющими заметного влияния на жесткость не оказывают.

Окна в нижней стенке планшайб, если их площадь не превышает 20—25% площади стенки, незначительно уменьшают жесткость планшайб.

Корпуса шпиндельных бабок и коробок передач (коробки). Большинство корпусов шпиндельных бабок, коробок скоростей, коробок передач, фартуков и т. п. имеют форму параллелепипеда; значительно реже применяют корпуса цилиндрической формы (шпиндельные блоки многошпиндельных токарных автоматов).

Для деталей типа коробок нагрузки, действующие в плоскости стенок, вызывают деформации наружного контура значительно меньшие, чем деформации стенок в плоскости меньшей жесткости, а моменты, действующие в плоскости, перпендикулярной к стенкам, обычно сравнительно невелики. Наибольшее влияние на жесткость коробки оказывает увеличение жесткости стенки непосредственно в месте приложения нагрузки. При этом жесткость может быть существенно увеличена за счет бобышек и специальных ребер, подкрепляющих бобышки.

Наличие отверстий в нагруженных стенках снижает жесткость коробок. Влияние отверстия примерно пропорционально площади, занимаемой отверстием, причем коэффициент пропорциональности зависит от расстояния от точки приложения силы до рассматриваемого отверстия. Влияние отверстий в некоторой степени компенсируется влиянием бобышек достаточного диаметра и высоты, подкрепляющих отверстия. Однако увеличение диаметра и высоты бобышек целесообразно только до определенного предела. Увеличение диаметра D бобышки более $(1,4-1,6)d$, где d — диаметр отверстия, и высоты H бобышки более $(2,5-3)h$, где h — толщина стенки, существенного влияния на жесткость уже не оказывает.

Влияние ребер на местную жесткость стенок коробок относительно невелико и при реальных соотношениях размеров не превышает 20—30%. Увеличение высоты ребер так же, как и бобышек, рационально до определенного предела; в частности, увеличение высоты ребер H_p более чем до $(3-4)h$ незначительно влияет на жесткость стенок.

Крышки коробок, как правило, привинчивают. В легких и средних станках горизонтальные крышки коробок, которые часто приходится открывать для регулирования механизмов, делают откидными на петлях. Жесткость таких коробок существенно меньше, чем жесткость коробок с привинчивающимися крышками (примерно в 1,5 раза).

2.5. Расчетная оценка показателей качества несущих систем

Общие положения расчета

Как указывалось, качество НС характеризуется перемещениями ее элементов под действием возмущений различной природы. Для того чтобы расчетным путем оценить показатели качества НС, необходимо знать параметры возмущений и соответствующие математические модели НС, имитирующие ее свойства под действием этих возмущений.

В настоящее время известными можно считать статические силовые нагрузки, действующие на НС. Динамические нагрузки, характеризующиеся уровнем и спектральным составом, условно делят на две группы: 1) номинальные, т. е. нагрузки, параметры которых могут быть вычислены в зависимости от параметров станка, детали и режимов обработки; это нагрузки от сил инерции в станках с возвратно-перемещающимися узлами, от вращения неуравновешенных деталей и инструмента и т. п.; 2) нагрузки, параметры которых априорно определить практически невозможно; это нагрузки от ударов в зазорах элементов привода, при врезаниях и выходах зубьев инструмента, высокочастотные составляющие сил инерции в станках с гидроприводами и т. п. Тепловые нагрузки также зависят от многих неопределенных факторов (трения в подвижных соединениях, условий теплопередачи и др.). Кинематические возмущения со стороны основания определяются свойствами грунта, интенсивностью работы соседнего оборудования и могут характеризоваться лишь некоторыми усредненными параметрами. Погрешности изготовления элементов станка, которые можно рассматривать как кинематические возмущения (например, отклонения формы направляющих), обычно известны лишь по уровню (в максимальных отклонениях).

Недостаточная изученность возмущений, действующих на НС, и невозможность в связи с этим получить расчетные значения соответствующих перемещений, достаточно близкие к экспериментальным, а также весьма сложные конструктивные формы элементов НС определили тот факт, что на первых порах пользовались только упрощенными расчетами.

В настоящее время для расчета НС применяют метод конечных элементов. При использовании МКЭ рассчитываемую конструкцию представляют набором конечных элементов разного типа, соединенных между собой в узлах. Перемещения узлов под действием соответствующей нагрузки представляют собой независимые координаты, с помощью которых описывается деформированное состояние рассчитываемой конструкции. Используются конечные элементы в виде прямолинейных стержней, работающих на растяжение—сжатие, изгиб, сдвиг и кручение, треугольных и четырехугольных пластин, воспринимающих нагрузку только в своей плоскости или полную пространственную нагрузку, трехмерных элементов (тетраэдров, кубов и т. п.). Для каждого элемента задается связь между перемещениями и нагрузками в узлах и

исходя из этого формируются матрицы жесткости, инерции и демпфирования. Соединения отдельных элементов между собой моделируются пружинами, как правило, линейными.

Для построения и расчета конечно-элементной модели необходимо задать координаты всех узлов модели, связи между элементами и узлами (топологию), характеристики элементов, их материал, нагрузки, податливости связей в узлах. Соответствующие матрицы для любого конечного элемента сначала вычисляют в местной системе координат (связанной с конечным элементом), а затем преобразуют к общей системе координат всей конструкции. Далее решают систему уравнений, определяют напряжения, перемещения узловых точек и выводят результаты расчета на печать или графопостроитель обычно в виде деформированной под нагрузкой сетки конечных элементов.

Таким образом, расчеты на основе МКЭ состоят из трех этапов: построение модели и ввод ее в ЭВМ; проведение расчетов; представление и интерпретация результатов расчета.

В настоящее время разработано и применяется (в том числе и для расчета НС) большое число пакетов для расчета МКЭ, позволяющих решать задачи определения напряженно-деформированного состояния конструкции под действием статических нагрузок, собственных частот и форм колебаний, расчета деформаций под действием неравномерного температурного поля и определения температурного поля по заданным характеристикам тепловых источников и т. п.

Применительно к расчету НС металлорежущих станков при моделировании корпусных деталей пластинчатыми конечными элементами необходимо отметить следующие особенности использования МКЭ.

1. Одним из наиболее трудоемких этапов расчета с помощью МКЭ является построение конечно-элементной модели и ввод ее в ЭВМ, что при выполнении этих операций вручную занимает значительное время и чревато ошибками. Поэтому большое внимание уделяют разработке соответствующих препроцессоров, автоматизирующих этот процесс. Однако для базовых деталей НС, имеющих в большинстве своем сложные и нерегулярные конструктивные формы, разработка систем автоматизированного построения модели и ввода данных представляет значительные трудности. Стремление упростить модель и процедуру ввода приводит к необходимости отказаться от учета мелких конструктивных подробностей (небольших окон, приливов, искривлений стенок и т. п.) и к укрупнению конечных элементов. Можно полагать, что для корпусных деталей станков, для которых критерием работоспособности является жесткость, а не прочность, упрощение конструктивных форм принципиально допустимо, однако погрешности расчета, которые с этим связаны, пока не исследованы.

2. В большинстве моделей МКЭ взаимодействие контактирующих элементов НС, как правило, описывается упрощенно, в частности с помощью линейных пружин, параметры которых задаются на основе экспериментальных данных. При этом не учитывается зависимость положения и размеров зон контакта в подвижных соединениях от нагрузки. При желании учесть реальные условия контакта в подвижных соединениях следовало бы использовать нелинейные пружины (работающие только на сжатие) и определять фактические зоны контакта в режиме итераций. Естественно, что это потребует больших затрат времени.

3. При расчетном анализе с помощью МКЭ конструктивного оформления отдельных деталей элементы НС, передающие нагрузку на рассматриваемый, отбрасывают и их действие заменяют нагрузкой, чаще

всего распределенной по линейному закону. Закрепление рассчитываемой детали также схематизируют: принимают его в виде шарнирного или жесткого относительно всех или части перемещений. При этом полученные результаты, которые существенно зависят от условий нагружения и закрепления, могут отличаться от действительных.

Таким образом, для эффективного применения МКЭ при расчете НС металлорежущих станков необходимо проведение комплекса работ, направленных на разработку методики построения соответствующих моделей. Без этого достоверность полученных результатов может не соответствовать возможностям метода.

Следует также отметить, что возможности проведения на основе МКЭ многовариантных расчетов, необходимых для оценки характеристик системы в разных условиях использования станка или при решении задач оптимизации, также пока ограничены из-за значительных затрат машинного времени.

Общая методика расчетов МКЭ при представлении элементов НС, у которых один из размеров существенно больше двух других (станины, стойки, поперечины, ползуны и др.), стержневыми конечными элементами используется для определения статических и динамических характеристик НС на основе стержневых моделей, аналогичных применяемым ранее для расчетов на жесткость. Возможность такого подхода была подтверждена результатами анализа значительного количества экспериментальных данных по исследованию поведения НС в динамике и сопоставления их с результатами расчета. Так, было установлено, что уровень колебаний инструмента и заготовки определяется главным образом колебаниями элементов НС с частотой, обычно не превышающей 150—250 Гц. В этих условиях наиболее четко проявляются колебания станка на опорах, низкочастотные собственные колебания изгиба и кручения основных базовых деталей типа стержней (см. выше), а также колебания тяжелых компактных узлов (тяжелых стоек, шпиндельных бабок, суппортов с револьверными головками и т. п.) в результате деформации в стыках. При этом собственными деформациями корпусных деталей этих узлов можно пренебречь и рассматривать их при колебаниях как жесткие тела (массивы).

Применение таких моделей, состоящих из стержневых конечных элементов и массивов, показало, что использование экспериментальных данных по жесткости стыков и соответствующих методических рекомендаций по построению математических моделей, учитывающих специфику передачи нагрузки в соединениях элементов НС, обеспечивает вполне удовлетворительную точность расчета.

К достоинствам расчета с помощью стержневых моделей относятся следующие:

- простота и наглядность определения параметров модели, сводящие к минимуму ошибки при задании исходных данных;

- достаточная для практики точность расчета, соответствующая точности задания исходных данных;

- возможность наглядно оценивать влияние основных параметров НС на ее статические и динамические характеристики и выявлять параметры НС, оказывающие доминирующее влияние на показатели качества;

- возможность использования общих методов решения задач многокритериальной оптимизации для выбора оптимальных параметров элементов НС.

Обобщая опыт, накопленный при использовании МКЭ для рас-

чета НС металлорежущих станков, можно выделить следующие рациональные области применения различных конечно-элементных моделей в настоящее время.

1. Конечно-элементные модели из пластинчатых элементов наиболее целесообразно применять на стадии разработки технического проекта для расчетной оценки статических деформаций элементов сложной формы, в которых имеют место значительные местные деформации, для выявления рациональной системы перегородок, ребер, толщины стенок и т. п. Такие задачи не могут быть решены каким-либо другим методом.

Использование конечно-элементных пластинчатых моделей для рассмотрения поведения системы в целом требует значительных затрат времени, а достоверность получаемых при этом результатов не безусловна, в частности, из-за ненадежности данных о характеристиках жесткости соединений и демпфирования.

При рассмотрении деформаций отдельных элементов характер распределения нагрузки, вызывающей их деформирование, целесообразно определять, исходя из решения приближенных задач, учитывающих взаимодействие отдельных элементов, например, из решения задачи о распределении давлений в направляющих при условии недеформируемости контактирующих тел. При этом, поскольку поведение системы в целом определяется взаимодействием элементов, за показатель качества отдельных деталей следует принимать перемещения в зоне приложения нагрузки. В качестве примера на рис. 2.21 показана конечно-элементная модель стойки многоцелевого станка.

2. Модели НС из стержневых конечных элементов и жестких тел следует использовать для определения рационального распределения масс и жесткостей между элементами НС и оптимизации их основных параметров, для сравнения различных компоновок НС. Такие модели можно использовать на стадиях разработки как технического, так и эскизного проектов, пока детально не проработаны конструктивные формы элементов. Сравнительная простота моделей и малое время, требуемое для получения численных значений показателей качества, обеспечивают возможность проведения многовариантных расчетов и решения задач оптимизации.

При решении задач на основе стержневых моделей используют следующие основные статические и динамические характеристики НС.

Статические характеристики. 1. Суммарная статическая податливость в зоне резания в направлении координатных осей при действии силы, имитирующей равнодействующую силы резания. Суммарную статическую податливость можно определять в одной точке рабочего пространства для типовых условий обработки, соответствующих средним типовым размерам детали. Для

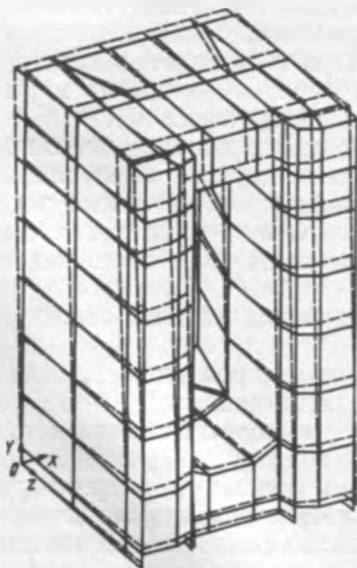


Рис. 2.21. Пример представления результатов расчета, проведенного на основе использования МКЭ:

— исходное состояние; — — — деформированное состояние

характеристики жесткости различных компоновок используют также значения наибольшей из суммарных податливостей по координатным осям в пределах рабочего пространства при действии отдельных составляющих силы резания, средние значения по всему рабочему пространству, матожидания суммарной податливости, определяемые при некотором вероятностном законе распределения параметров обрабатываемых деталей, и т. п. Суммарная статическая податливость является основной условной характеристикой жесткости системы.

2. Переменность (перепад) относительных перемещений инструмента и заготовки по нормали к обрабатываемой поверхности под действием силы резания, соответствующей условиям черновой обработки типовых деталей. Эта характеристика представляет интерес с позиций влияния жесткости системы на производительность, поскольку связана с выбором припусков под чистовую обработку. В ряде случаев перепад значений податливости в направлении координатных осей при действии отдельных составляющих силы резания, рассчитанный по всему рабочему пространству станка, используют как некоторую условную характеристику жесткости разных компоновок НС.

3. Переменность относительных перемещений инструмента и заготовки по нормали к обрабатываемой поверхности под действием веса перемещающихся узлов, характеризующая влияние упругих деформаций системы, главным образом тяжелых станков, на точность обработки.

4. Переменность перемещений инструмента в пределах рабочего пространства под действием веса перемещающихся узлов тяжелых станков, характеризующая влияние упругих деформаций системы на точность позиционирования.

Динамические характеристики. 1. Дисперсия относительных колебаний инструмента и заготовки по нормали к обрабатываемой поверхности под действием внешних возмущений. Поскольку в настоящее время нет достаточно полных сведений о параметрах внешних возмущений, вызывающих вынужденные колебания при работе станков, расчетное значение дисперсии относительных колебаний можно определять от каждого источника возмущений отдельно и рассматривать его как некоторую условную характеристику. При этом целесообразно принять простейшие предположения относительно характера возмущений и рассматривать их как «белый шум».

2. Нижние собственные частоты несущей системы, значения которых представляют интерес для быстроходных станков и при прерывистом характере процесса резания. Эти значения используют для проверки возможности нежелательных резонансных явлений, заставляющих менять режимы работы станка.

3. Суммарная максимальная динамическая податливость системы в направлении по нормали к обрабатываемой поверхности (или в направлении координатных осей) при действии возмущающей силы, имитирующей переменную составляющую силы резания. Суммарную динамическую податливость определяют в одной точке рабочего пространства для типовых условий обработки, соответствующих средним типовым размерам детали. В ряде случаев определяют значения суммарной максимальной динамической податливости во всех точках рабочего пространства и соответствующие усредненные характеристики. Суммарная максимальная динамическая податливость является основной условной динамической характеристикой системы.

4. Максимальное по модулю отрицательное действительное значение Re_{min} амплитудно-фазовой частотной характеристики динамической податливости, определяемой в направлении приращения толщины среза под действием возмущающей силы, имитирующей переменную составляющую силы резания. Эта характеристика является основной при оценке влияния параметров НС на устойчивость процесса обработки.

5. Переменность максимальной динамической податливости и соответствующей собственной частоты колебаний в пределах рабочего пространства. Диапазон изменения этих параметров позволяет оценить необходимость соответствующей коррекции условий обработки в разных зонах рабочего пространства и уточнить область возможного использования станка. По наиболее неблагоприятным значениям соответствующих характеристик могут быть уточнены условия для основных расчетов.

Кроме статических и динамических характеристик НС важными показателями ее качества являются характеристики металлоемкости, поскольку масса НС определяет массу станка (в крупных и тяжелых станках масса НС достигает 80—90% общей массы).

При расчетах используют характеристики как абсолютные, такие, как масса всего станка (за исключением гидропривода, пультов, электрошкафов и т. п.) или масса элементов, определяющих компоновку НС, так и относительные, например произведение массы на соответствующую статическую или динамическую податливость.

При определении температурных деформаций приближенными методами корпусные детали рассматривают как брусья или коробки, состоящие из тонких стенок. Установившиеся температуры определяют путем рассмотрения теплового баланса при работе механизмов станка и в процессе резания. Критерием качества являются температурные деформации, влияющие на точность обработки или правильность работы механизмов. В настоящее время для определения температурных деформаций преимущественно используют конечно-элементные модели из пластинчатых элементов.

Приближенная оценка жесткости элементов несущих систем

Как отмечалось выше, при проектировании базовых деталей в большинстве случаев имеется возможность обеспечить высокую жесткость контура и жесткость стенок при деформировании их в плоскости меньшей жесткости путем введения поперечных перегородок с окнами соответствующей формы и размеров, поперечных ребер, косынок и т. п. При этом общие деформации оказываются преобладающими. Именно это и определило тот факт, что использование стержневых моделей НС во многих случаях обеспечивает достаточную на практике точность расчетов.

Ниже приведены приближенные зависимости, позволяющие оценить общую жесткость элементов типа стержней и пластин.

Элементы типа стержней (горизонтальные станины, стойки, поперечины, рукава, ползуны) рассматривают как брусья, имеющие поперечные сечения с характеристиками, соответствующими характеристикам поперечного сечения данного элемента. В общем случае эти элементы испытывают изгиб и сдвиг в двух плоскостях и кручение.

Жесткость при изгибе этих элементов (кроме горизонтальных станин, сечения которых приведены на рис. 2.14, а, в) определяют по моментам инерции площади расчетного сечения, т. е. сечения, наиболее полно отражающего конструктивные особенности элемента.

Для стоек, имеющих переменные сечения по высоте, за расчетное выбирают сечение, удаленное от наибольшего на расстояние, примерно равное 1/3 длины участка переменной жесткости.

Для горизонтальных станин из двух стенок с перегородками общую жесткость на изгиб в вертикальной плоскости определяют по моменту инерции площади сечения относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести площади сечения.

Общую жесткость при изгибе в горизонтальной плоскости определяют по следующим формулам:

для станин в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками

$$(EI)_{изг} = s_1 EI_{стз};$$

для станин с диагональными перегородками

$$(EI)_{изг} = s_2 EL^2 F_{ст},$$

где E — модуль упругости материала станины, кг/см²; $F_{ст}$ — площадь поперечного сечения боковой стенки станины, см²; $I_{стз}$ — момент инерции боковой стенки станины при изгибе в плоскости меньшей жесткости, см⁴; s_1, s_2 — коэффициенты, зависящие от числа и параметров перегородок; L — длина деформируемой части станины, см.

Жесткость при сдвиге определяют по площади F расчетного сечения:

$$GF_{сдв} = G(\kappa F),$$

где κ — коэффициент распределения сдвига.

Для сечений, по форме приближающихся к форме тонкостенного прямоугольника $h_1 \times b_1$, коэффициент распределения сдвига можно определять в зависимости от отношения размеров сечения $t_1 = h_1/b_1$, где h_1 — размер в плоскости, параллельной плоскости действия силы:

t_1		0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
κ		4,5	3,2	2,4	1,9	1,6

Для сплошного прямоугольного сечения $\kappa = 1,2$. Для сечений сложной формы

$$\kappa = F \int \frac{S^2}{b^3 J^2} dF,$$

где S — статический момент части сечения относительно нейтральной оси; b — ширина поперечного сечения; J — момент инерции площади сечения.

Для горизонтальных станин из двух стенок с перегородками при рассмотрении их деформирования в горизонтальной плоскости деформации при сдвиге учитываются совместно с деформациями при изгибе элементов станины (при определении коэффициентов s_1 и s_2).

Жесткость при кручении коробчатых элементов замкнутого профиля сечения

$$GJ_{кр} = k_0 G \frac{4F_0^2}{\sum I_i / \delta_i},$$

где G — модуль упругости второго рода материала элемента, кг/см²; k_0 — коэффициент, учитывающий влияние на жесткость размеров окон в стенках (см. рис. 2.18); F_0 — площадь сечения, описанного осевыми линиями стенок замкнутого контура расчетного сечения, см²; l_i — длина участков замкнутого контура расчетного сечения, имеющих постоянную толщину δ_i , см;

При наличии нескольких окон коэффициент k_0 определяют по размерам наибольшего окна; влияние окон, имеющих размеры, существенно меньшие наибольшего окна, не учитывается. При наличии двух примерно одинаковых окон в противоположных стенках значения коэффициента k_0 для одного окна уменьшаются на 15—30% (большие значения при расположении окон в узких стенках и значительной длине окна).

Жесткость при кручении горизонтальных станин разомкнутого профиля сечения (см. рис. 2.14) определяют по следующим формулам:

для станин с перпендикулярными перегородками

$$GJ_{кр} = \frac{B^2 E J_{сты}}{\alpha_1 L^2 + \alpha_2 E J_{сты} / (G F_{ст})};$$

для станин с диагональными перегородками

$$GJ_{кр} = k_1 E J_{сты} \frac{B^2}{L^2},$$

где B — ширина станины, см; $J_{сты}$ — момент инерции при изгибе в плоскости большей жесткости сечения боковой стенки, см⁴; α_1 , α_2 , k_1 — коэффициенты, зависящие от параметров и числа перегородок; $F_{ст}'$ — площадь вертикальных участков сечения боковой стенки, см².

Жесткость при кручении элементов сплошного поперечного сечения сложной формы, например ползунов,

$$GJ_{кр} = G \frac{F^4}{40 (J_x + J_y)},$$

где F , J_x , J_y — соответственно площадь и моменты инерции поперечного сечения.

Жесткость при кручении элементов сплошного поперечного сечения правильной круглой или прямоугольной формы определяют по общеизвестным зависимостям.

Элементы типа пластин (плоские прямоугольные и круглые столы, салазки и т. п.). Их жесткость характеризуется приведенной цилиндрической жесткостью $D_{пр}$.

Для элементов сплошного поперечного сечения

$$D_{пр} = \frac{EJ}{B(1-\mu^2)},$$

где J — момент инерции площади поперечного сечения относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечения, см⁴; B — ширина поперечного сечения, см; μ — коэффициент Пуассона.

Для элементов коробчатого сечения с ребрами

$$D_{пр} = \frac{D}{1+\psi},$$

где ψ — коэффициент, учитывающий влияние сдвигающих напряжений в ребрах.

Для прямоугольных столов рассматривают продольное сечение. При этом

$$D = \frac{EJ_x}{L(1-\mu^2)}; \quad \psi = 12(1+\mu) \frac{J_x}{B^3 F_p},$$

где J_x — момент инерции площади сечения стола относительно продольной оси, см⁴; F_p — суммарная площадь сечения ребер (по всему сечению стола), см²; B , L — соответственно ширина и длина стола, см.

Для круглых столов-планшайб

$$D = \frac{Eh^2}{1-\mu^2} \frac{t_1 t_2}{t_1 + t_2}; \quad \psi = \frac{8\pi D(1,2+\mu)}{GF_{p1}nd},$$

где d — диаметр планшайбы, см; t_1 , t_2 — толщины верхней и нижней стенок планшайбы, см; h — расстояние между серединами верхней и нижней стенок, см; F_{p1} — площадь поперечного сечения одного радиального ребра, см²; n — число радиальных ребер. Для планшайб с большими окнами в нижней стенке вместо t_2 подставляют приведенную толщину ребра $t_{2пр}$, определяемую в зависимости от размеров и расположения окон.

Автоматизированный расчет статических и динамических характеристик несущих систем

Автоматизированный расчет НС, разработанный на основе использования конечно-элементных стержневых моделей, предназначен для решения следующих задач:

определения статических и динамических характеристик НС как показателей их качества;

сравнения различных компоновок и конструктивных вариантов НС и выбора наилучших по статическим и динамическим характеристикам;

выявления конструктивных параметров, оказывающих наибольшее влияние на характеристики НС, и выбора рациональных значений этих параметров;

выявления наиболее рациональных путей снижения металлоемкости станков.

Структурная схема системы автоматизированных расчетов НС показана на рис. 2.22.

Исходными данными для расчета являются схема компоновки, чертежи основных элементов и выбранные расчетные условия (положения перемещающихся узлов, нагрузки и т. п.). Расчетные условия, при которых рассчитывают НС, в большинстве случаев выбирают соответствующими так называемым лимитирующим операциям, при которых характеристики НС оказывают определяющее влияние на производительность или точность обработки. Например, для НС станков разных групп расчеты целесообразно проводить при следующих условиях:

токарные станки — при обработке консольной заготовки и заготовки, зажатой в центрах;

токарно-карусельные станки — при обработке с большими вылетами ползуна и при обработке с малыми вылетами ползуна при верхнем положении поперечины;

сверлильно-фрезерно-расточные станки — при торцовом фрезеровании и сверлении при среднем положении стола на станине и шпиндельной бабки на стойке;

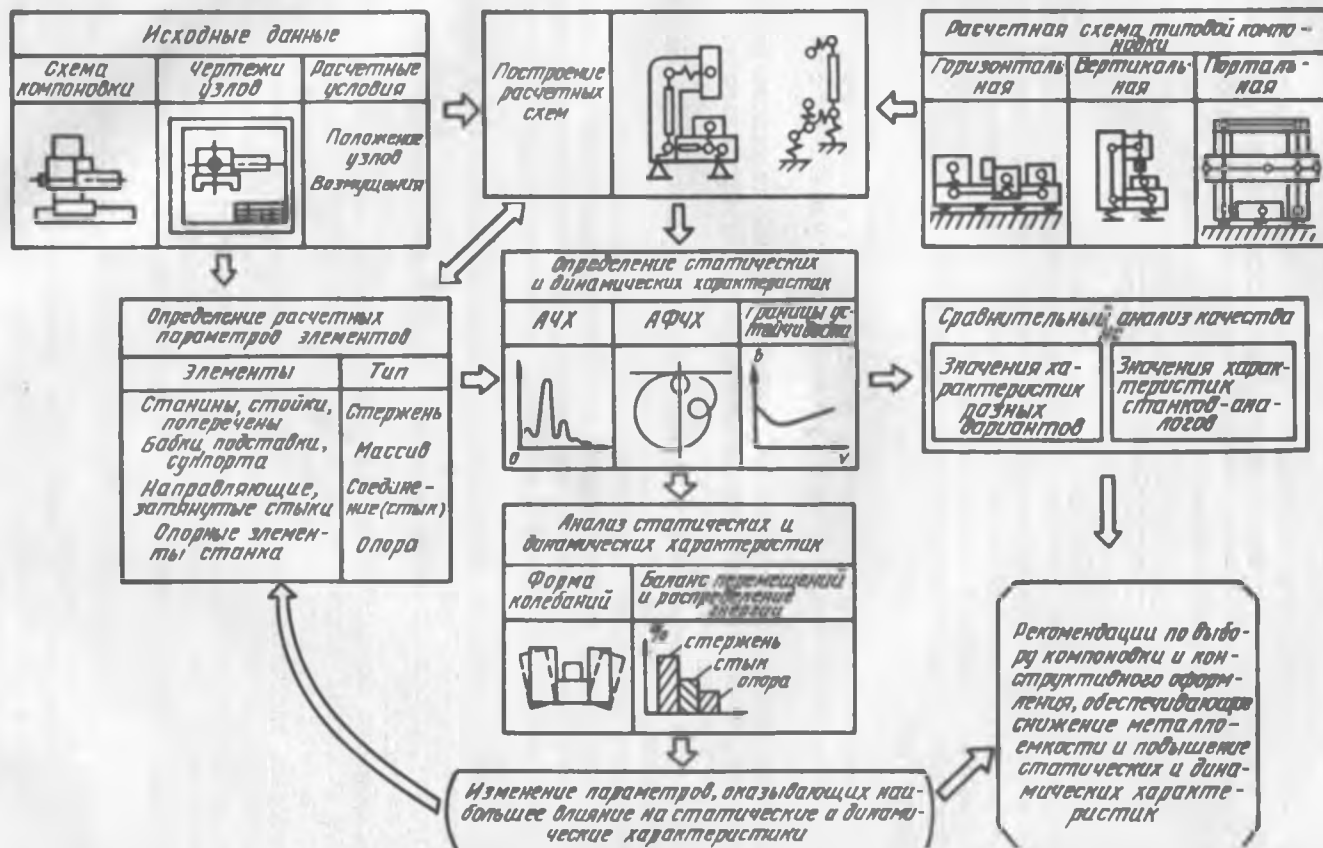


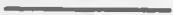
Рис. 2.22. Структурная схема системы автоматизированных расчетов НС

тяжелые зубофрезерные станки — при обработке зубчатых колес малого и большого диаметра и т. п.

Расчетной схемой НС называют представленную схематическим чертежом модель механической колебательной системы, имитирующую реальную конструкцию и обеспечивающую возможность описания ее колебаний в заданном (обычно низкочастотном до 150—250 Гц) диапазоне частот.

Элементами расчетных схем НС являются стержни, массивы, стыки и опоры. Обозначения элементов расчетных схем НС приведены в табл. 2.5.

2.5. Условные обозначения элементов расчетных схем несущих систем

Обозначение	Элемент
	Узел, расположенный в центре массы
	Узел, расположенный в сечении стержня («без-массовый» узел)
	Деформируемый стержень
	Недеформируемый стержень
	Система пружин в стыках
	Система опорных элементов

В виде стержней представляют элементы НС, у которых один из размеров больше двух других (станины, стойки, ползуны, поперечины). К массивам относят компактные узлы, собственными деформациями корпусных деталей которых при рассмотрении низкочастотных колебаний можно пренебречь (короткие и жесткие станины, шпиндельные бабки, суппортные узлы и т. п.). Стыки представляют собой соединения стержней и массивов между собой, а опоры — элементы установки станков на фундаментах.

Таким образом, расчетная схема НС представляет собой рамную конструкцию из стержней и массивов, соединенных между собой стыками, упруго опертую на фундамент. Оси элементов рамы полагают совпадающими с осями, проходящими через центры тяжести площади сечения соответствующих стержней.

Построение расчетной схемы включает следующие этапы:

- 1) разделение элементов НС на стержни, массивы и стыки, деформации в которых должны быть учтены;
- 2) построение рамной конструкции, имитирующей реальную при заданном положении элементов;
- 3) задание положения характерных точек элементов расчетной схемы в общей системе координат и условий нагружения.

Предварительное разделение элементов НС на стержни, массивы

тяжелые зубофрезерные станки — при обработке зубчатых колес малого и большого диаметра и т. п.

Расчетной схемой НС называют представленную схематическим чертежом модель механической колебательной системы, имитирующую реальную конструкцию и обеспечивающую возможность описания ее колебаний в заданном (обычно низкочастотном до 150—250 Гц) диапазоне частот.

Элементами расчетных схем НС являются стержни, массивы, стыки и опоры. Обозначения элементов расчетных схем НС приведены в табл. 2.5.

2.5. Условные обозначения элементов расчетных схем несущих систем

Обозначение	Элемент
	Узел, расположенный в центре массы
	Узел, расположенный в сечении стержня («без-массовый» узел)
	Деформируемый стержень
	Недеформируемый стержень
	Система пружин в стыках
	Система опорных элементов

В виде стержней представляют элементы НС, у которых один из размеров больше двух других (станины, стойки, ползуны, поперечины). К массивам относят компактные узлы, собственными деформациями корпусных деталей которых при рассмотрении низкочастотных колебаний можно пренебречь (короткие и жесткие станины, шпиндельные бабки, суппортные узлы и т. п.). Стыки представляют собой соединения стержней и массивов между собой, а опоры — элементы установки станков на фундаментах.

Таким образом, расчетная схема НС представляет собой рамную конструкцию из стержней и массивов, соединенных между собой стыками, упруго опертую на фундамент. Оси элементов рамы полагают совпадающими с осями, проходящими через центры тяжести площади сечения соответствующих стержней.

Построение расчетной схемы включает следующие этапы:

- 1) разделение элементов НС на стержни, массивы и стыки, деформации в которых должны быть учтены;
- 2) построение рамной конструкции, имитирующей реальную при заданном положении элементов;
- 3) задание положения характерных точек элементов расчетной схемы в общей системе координат и условий нагружения.

Предварительное разделение элементов НС на стержни, массивы

2.6. Примеры заполнения таблиц исходных данных

Параметры расчетной схемы несущей системы
агрегатно-фрезерного станка

Наименование элемента	Узел	Стержень	Пружина		Опора		Масса	Стержень на упругом основании	Узел с нагрузкой
			линейная	угловая	линейная	угловая			
Количество	7	3	9	9	15	12	4	0	2

Координаты узлов, мм

Номер узла	x	y	z	Номер узла	x	y	z	Номер узла	x	y	z
1	0	0	420	4	2050	-1120	940	7	2950	0	420
2	1450	0	420	5	2150	0	420				
3	1220	0	1190	6	2050	1120	940				

Параметры стержней (станина)

Номера узлов	Координаты начала, мм			Координаты конца, мм			Площадь сечения A , мм ²	Момент инерции, определяющий жесткость при изгибе J_y и J_z и кручении J_ϕ , мм ⁴			Модуль Юнга, МПа	Логарифмический декремент колебаний
	x	y	z	x	y	z		J_y	J_z	J_ϕ		
1—2	0	0	420	1450	0	420	0,15E6	0,38E10	0,15E11	0,12E10	100 000	0,03
2—5	1450	0	420	1900	0	420	0,15E6	0,38E10	0,15E11	0,12E10	100 000	0,03
5—7	2400	0	420	2950	0	420	0,15E6	0,38E10	0,15E11	0,12E10	100 000	0,03

Параметры масс

Номер узла	Координаты центров масс, мм			Масса, кг	Осевые моменты инерции, кг·мм ²		
	x	y	z		J_x	J_y	J_z
3	1220	0	1190	2600	4,3E8	7,3E8	6,5E8
4	2050	-1120	940	3270	10,6E8	9,6E8	7,9E8
6	2050	1120	940	3200	10,6E8	9,5E8	7,8E8
5	2150	0	420	1440	1,8E8	1,7E8	2,4E8

Параметры пружин

Продолжение табл. 2.6

Стык между элементами станка	Номер пружины	Тип пружины	Номера узлов	Координаты центра жесткости, мм			Направление оси			Жесткость, даН/мм (даН·мм/рад)	Логарифмический декремент колебаний
				x	y	z	X	Y	Z		
Станина — подставка	1	Линейная	5—6	2150	530	290	1	0	0	680Е3	0,3
	2		5—6	2150	530	290	0	1	0	340Е3	0,3
	3		5—6	2150	530	290	0	0	1	340Е3	0,3
Стол — станина	7		3—2	1450	0	690	1	0	0	3Е3	0,2
	8		3—2	1450	0	690	0	1	0	293Е3	0,6
	9		3—2	1450	0	690	0	0	1	1440Е3	0,6
Станина — подставка	10	Угловая	5—6	2150	530	290	1	0	0	(140Е8)	0,3
	11		5—6	2150	530	290	0	1	0	(870Е8)	0,3
	12		5—6	2150	530	290	0	0	1	(1560Е8)	0,3
Стол — станина	16		3—2	1450	0	690	1	0	0	(1475Е8)	0,45
	17		3—2	1450	0	690	0	1	0	(3075Е8)	0,45
	18		3—2	1450	0	690	0	0	1	(630Е8)	0,45

Параметры опор

Элемент станка	Номер опоры	Тип опоры	Номер узла	Координаты опоры, мм			Направление оси			Жесткость даН/мм, (даН·мм/рад)	Логарифмический декремент колебаний
				x	y	z	X	Y	Z		
Станина	1	Линейная	1	0	0	0	1	0	0	3Е3	0,3
	2		1	0	0	0	0	1	0	3Е3	0,3
	3		1	0	0	0	0	0	1	6Е3	0,3
Подставка	10		4	2050	—1113	0	1	0	0	6Е3	0,3
	11		4	2050	—1113	0	0	1	0	6Е3	0,3
	12		4	2050	—1113	0	0	0	1	12Е3	0,3
Станина	16	Угловая	1	0	0	0	1	0	0	(13Е8)	0,24
	17		1	0	0	0	0	1	0	(6,5Е8)	0,24
Подставка	22		4	2050	—1113	0	1	0	0	(15Е8)	0,24
	23		4	2050	—1113	0	0	1	0	(39Е8)	0,24
	24		4	2050	—1113	0	0	0	1	(26Е8)	0,24

и стыки, деформации которых должны быть учтены, производят в соответствии с общими положениями систематизации базовых деталей. Помимо этого целесообразно использовать результаты экспериментального исследования станков-прототипов и результаты расчетной оценки парциальных частот колебаний отдельных элементов. По этим данным могут быть уточнены рассматриваемый диапазон частот и стыки, деформации в которых наиболее четко проявляются при работе станка.

Для описания поведения НС под нагрузкой в качестве обобщенных координат принимают абсолютные (линейные и угловые) смещения узловых точек расчетной схемы. Узловые точки (узлы) располагаются в центрах масс деталей типа «массив» и по концам стержневых конечных элементов. При этом элементы НС типа стержень делят на стержневые конечные элементы по сечениям, в которых на данный элемент НС передается нагрузка. Соединение элементов НС, как правило, моделируется шестью пружинами, которые полагаются реализованными в центре жесткости стыка.

Таким образом, узловые точки стержневых конечных элементов располагают в следующих сечениях: концевых (свободных); проходящих через центры жесткости соответствующих стыков; в сечениях, где расположены опоры, а также в сечениях, которые разделяют участки элемента существенно разной (конечной) жесткости. В систему расчетов введен специальный стержневой конечный элемент, у которого на части длины жесткость принята бесконечно большой. Такие конечные элементы используют в том случае, если на этом принятом недеформируемом участке осуществляется контакт стержня с другим элементом НС высокой жесткости (например, контакт станины со стойкой). Длину участка бесконечно большой жесткости принимают равной или несколько меньшей (до 0,5) длины соответствующего элемента НС, расположенного на стержне (большие значения — при высокой жесткости элементов в зоне контакта, меньшие — при контакте стержня с подвижным узлом станка).

Длинные сплошные станины, опирающиеся на фундамент по всей длине, рассматривают как стержни на упругом основании.

При описании расчетной схемы указывают состав элементов (каждый стержневой элемент называют стержнем) и положение всех узловых точек в общей системе координат (табл. 2.6). Кроме того, задают условия нагружения: нагрузки и координаты точек их приложения. Для наиболее распространенного случая — вычисления динамической податливости НС в зоне резания — принимают действующими две равные и противоположно направленные силы, имитирующие силу резания, приложенные в двух точках с одинаковыми координатами, но принадлежащие разным узлам (несущим инструмент и заготовку). При этом предполагают, что эти точки связаны с соответствующими узлами жесткими рычагами.

В настоящее время разработаны расчетные схемы НС многих типов металлорежущих станков. Некоторые примеры показаны на рис. 2.23—2.26. Условные обозначения, используемые при изображении расчетных схем, приведены в табл. 2.5. На указанных рисунках помимо расположения элементов расчетной схемы на укрупненном общем виде станка приведены структурные схемы, иллюстрирующие расположение узлов и связи между ними.

Поскольку при экспериментальных исследованиях круглошлифовального (рис. 2.23) и тяжелого многоцелевого (рис. 2.24) станков при частоте от нуля до 150 Гц собственные деформации элементов НС

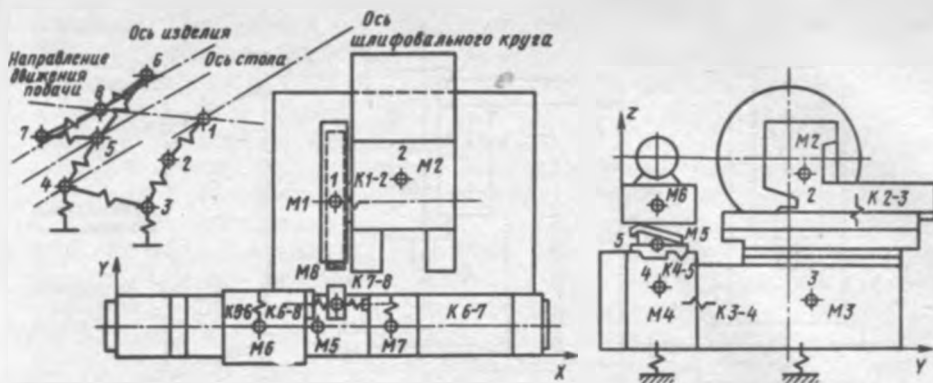


Рис. 2.23. Расчетная схема НС круглошлифовального станка:

1—8 — номера узлов; массивы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы: М1 — шлифовальный круг; М2 — шпиндельная бабка; М3 — часть станины под шпиндельной бабкой; М4 — часть станины под столом; М5 — стол (совместно с поворотной частью); М6 — бабка изделия; М7 — задняя бабка; М8 — изделие; системы пружин, имитирующие жесткости соответствующих соединений: К1-2 — круга с бабкой (учитывается жесткость соединения круга со шпинделем и шпинделя с бабкой); К2-3 — направляющих шпиндельной бабки и привода подачи; К3-4 — двух частей станины; К4-5 — направляющих стола и его привода; К5-6, К5-7 — соответственно стыков бабки изделия и задней бабки со столом; К6-8, К7-8 — соответственно закрепления изделия на центрах передней и задней бабок

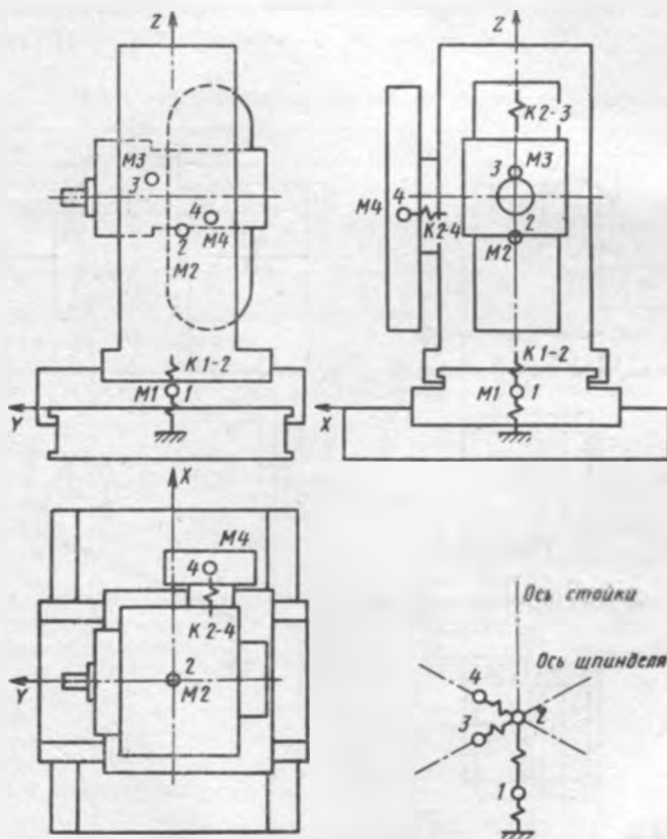


Рис. 2.24. Расчетная схема НС тяжелого многоцелевого станка ИР-1600:

1—4 — номера узлов; массивы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы: М1 — станина; М2 — П-образная стойка; М3 — шпиндельная бабка; М4 — инструментальный магазин; системы пружин, имитирующие жесткости соответствующих соединений: К1-2 — станина-стойка; К2-3 — направляющие шпиндельной бабки и привода подачи бабки; К2-4 — магазин со стойкой

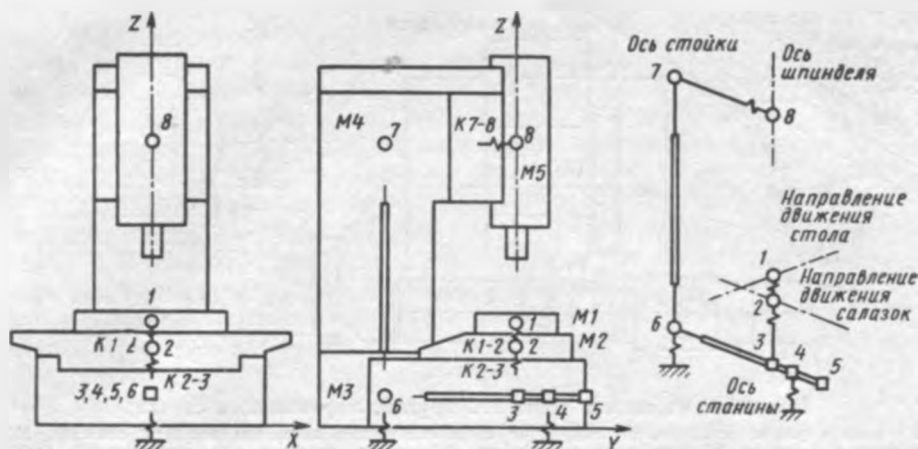


Рис. 2.25. Расчетная схема НС координатно-расточного станка 24K40AФ4:

1—8 — номера узлов; массы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы: M_1 — стол; M_2 — салазки; M_3 — масса участка станины на длине ее контакта со стойкой; M_4 — масса верхней горизонтальной части Г-образной стойки; M_5 — шпиндельная бабка; системы пружин, имитирующие жесткость соответствующих соединений; K_{1-2} — направляющих стола и привода подачи стола; K_{2-3} — направляющих салазок и привода подачи салазок; K_{7-8} — шпиндельной бабки со стойкой

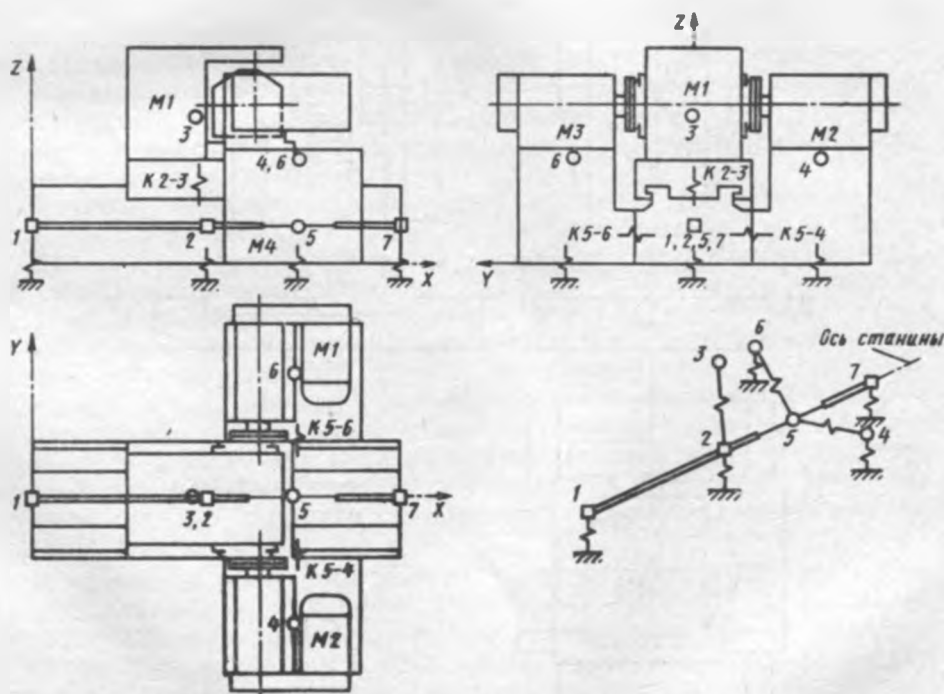


Рис. 2.26. Расчетная схема НС агрегатно-фрезерного станка 1C778:

1—7 — номера узлов; массы, имитирующие соответствующие элементы НС: M_1 — стол с приспособлением и обрабатываемой заготовкой; M_2 , M_3 — левая и правая подставки с фрезерными бабками; M_4 — масса участка станины на длине ее контакта с тумбами; системы пружин, имитирующие жесткость соответствующих соединений: K_{2-3} — направляющих стола и привода подачи стола; K_{5-4} , K_{5-6} — стыков тумб со станиной

(станины, П-образной стойки, стола) не проявились, расчетные схемы НС этих станков представлены в виде колебательных систем, состоящих из массивов, соединенных упругими и диссипативными связями.

В расчетной схеме НС одностоечного координатно-расточного станка с крестовым столом (рис. 2.25) участки стержня 6—7, имитирующего стойку, на длине его контакта со шпиндельной бабкой и в зоне узла 6 (соответствующей станине) считаем абсолютно жесткими. Аналогично абсолютно жестким считаем участок стержня 3—6 под стойкой. Узел 3 введен на станине в сечении, проходящем через центр жесткости стыка салазки—станина, а узел 4—над опорой станины.

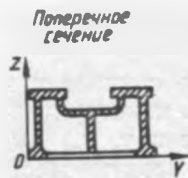
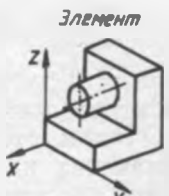
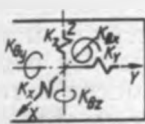
В расчетной схеме агрегатно-фрезерного станка (рис. 2.26) расчетное положение стола на станине принято таким, чтобы центр жесткости соответствующего стыка оказался расположенным над опертым сечением станины в узле 2. Это обусловлено стремлением избежать введения еще одного узла на станине и стержневого конечного элемента, длина которого была бы соизмерима с высотой (шириной) сечения. В этом случае существенно возросли бы погрешности расчета, обусловленные принятым описанием характера деформирования стержней. На длине участка станины с подставками введены недеформируемые участки стержней 2—5 и 5—7.

Для определения расчетных параметров элементов расчетной схемы разработан соответствующий комплекс программ. Укрупненно исходные данные для расчета и вычисляемые параметры указаны в табл. 2.7.

2.7. Расчетные параметры элементов несущих систем

Стержни	Массивы	Соединения (стыки)		Опоры
Станины, стойки, поперечины, ползуны и др.	Короткие станины, бабки, подставки, суппорта и др.	Направляющие	Затянутые стыки	Опорные элементы станка

Данные, необходимые для определения расчетных параметров, вводимых в ЭВМ

 Поперечное сечение	 Элемент	 Перемещающийся узел с нагрузкой	 Площадь стыка	Тип опорных элементов, их размеры и расположение
Параметры, характеризующие конструктивное оформление элемента (габаритные размеры, размеры и расположение окон и перегородок и др.)	Коэффициенты заполнения элементарных объемов (по аналогии)	Параметры, характеризующие конструктивное оформление Жесткость механизма подачи	—	Способ и параметры закрепления станка
		Составляющие жесткости соединений представляют как систему эквивалентных пружин 		

Стержни	Массивы	Соединения (стыки)		Опоры
Станины, стойки, поперечины, ползуны и др.	Короткие станины, бабки, подставки, суппорта и др.	Направляющие	Затянутые стыки	Опорные элементы станка
Характеристики материала (модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ , плотность)	Характеристики материала (плотность ρ)	Характеристики контакта (зазоры, коэффициенты контактной податливости, коэффициенты трения и др.)		—

Вычисленные параметры

Площадь и моменты инерции площади сечения; жесткость при изгибе, сдвиге и кручении; координаты оси стержня	Масса и моменты инерции массы относительно центральных осей; координаты центра массы	Жесткости эквивалентных пружин (угловых относительно координатных осей и линейных в направлении этих осей); координаты центров жесткости	Жесткость опоры, погонная жесткость упругого основания (для длинных станин)

Определение параметров стержней. Каждый стержень расчетной схемы характеризуется его общей жесткостью, определяемой по зависимостям, приведенным выше. Инерционные характеристики определяют по площади F поперечного сечения, экваториальному моменту инерции J_p площади сечения и плотности. При наличии относительно небольшой переменности характеристик сечений стержня по его длине или при наличии небольших присоединенных к стержню масс, не учитываемых отдельно, в расчет вводят приведенную плотность $\rho_{пр} = M/(LF)$, где L — длина стержня; M — масса рассматриваемого и присоединенных к нему элементов.

Диссипативные характеристики задают в виде логарифмических декрементов колебаний.

Накопленный опыт расчетов НС показал, что в ряде случаев при относительно невысокой квалификации проектировщиков конструктивное оформление деталей типа «стержень» (станин, стоек и т. п.) выполняют без учета рекомендаций, обеспечивающих их высокую жесткость. Это приводит к тому, что в результате расчета получают тривиальные рекомендации, очевидные и без расчетов. Поэтому при определении расчетных параметров стержней целесообразно предварительно провести экспертизу представленной на расчет конструкции. Основная цель такой экспертизы — проверить, имеет ли место искажение контура сечения, и в случае необходимости рекомендовать введение изменений в конструкцию еще до расчета. Схема алгоритма такого анализа показана на рис. 2.27.

Определение параметров массивов. В расчетной схеме массивы задают инерционными характеристиками (массой, осевыми и центробежными моментами инерции массы относительно центральных осей, параллельных осям координат общей системы координат, и координатами узла, т. е. центра массы в этой же системе координат). Два массива, соединенные жестким затянутым стыком, можно рассматривать

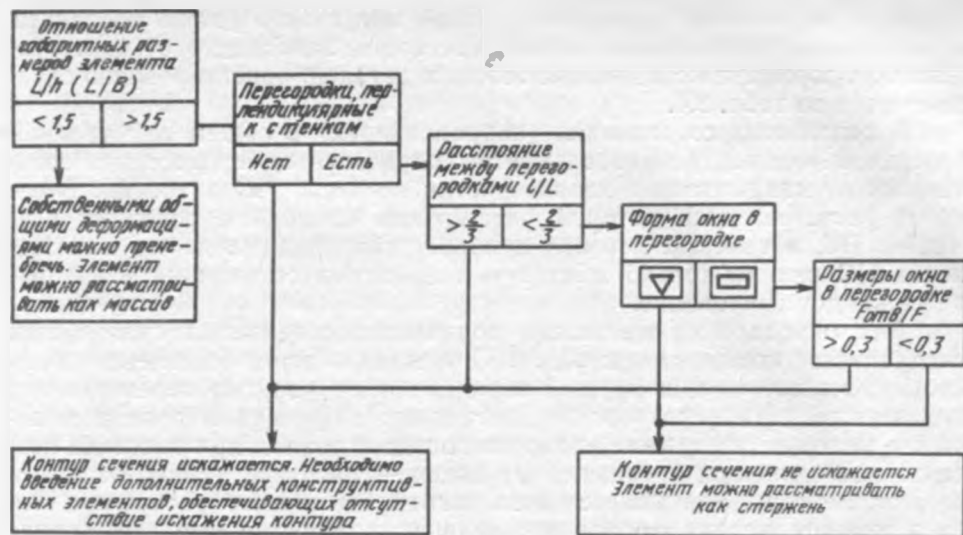


Рис. 2.27. Схема предварительного анализа характера деформаций и конструктивного оформления элементов типа «стержень»

как один с соответствующими инерционными характеристиками при расположении узла в общем центре массы.

При расчете инерционных характеристик элементов, отнесенных к массивам, в общем случае эти элементы представляют в виде набора простейших геометрических тел (параллелепипедов, цилиндров и др.). В первом приближении массу можно принять равномерно распределенной по объему тела; при этом в расчет вводят некоторую приведенную плотность $\rho_{пр} = \rho k_z$, где ρ — плотность материала; k_z — коэффициент заполнения (отношение истинной массы тела к массе, которая имела бы место при заполнении металлом всего рассматриваемого объема). Для элементов типа коробок скоростей, коробок подач ориентировочно принимают $k_z = 0,5 \dots 0,55$.

Инерционные характеристики приводных элементов можно определять, рассматривая корпус как тонкостенный параллелепипед со стенками соответствующей толщины, в котором масса механизмов (валов, шестерен и др.) равномерно распределена в объеме внутренней полости параллелепипеда. При этом коэффициент заполнения для внутренней полости принимают равным 0,15—0,25. Такой расчет дает более точные результаты, чем при равномерном распределении массы коробки по всему объему.

Определение параметров соединений (стыков). Жесткость соединений элементов НС характеризуется тремя линейными и тремя угловыми пружинами. Каждая пружина характеризуется жесткостью, логарифмическим декрементом колебаний, координатами центра жесткости и направлением оси относительно общей системы координат.

Жесткость затянутых стыков определяется геометрическими характеристиками площади, по которой происходит контакт, и качеством обработки контактирующих плоскостей, характеризуемым коэффициентом k пропорциональности между давлением и смещением в стыке. Соответственно линейная жесткость $K = F/k$ и угловая $K_\theta = J/k$, где F, J — площадь стыка и момент инерции площади стыка относительно оси, проходящей через центр тяжести площади контакта. Местные

деформации в стыках корпусных деталей могут быть учтены введением в расчет коэффициента понижения жесткости, зависящего от конструктивного оформления соединения базовых деталей, ориентировочно определяемого по табл. 2.4.

В подвижных соединениях (направляющих) в общем случае колебательное взаимодействие элементов определяется процессами, зависящими от динамических характеристик привода, НС и трения. В системе расчетов, цель которой рассмотреть колебания основных элементов НС, в качестве первого приближения принимаем, что на поведение НС влияют только жесткость подвижных соединений и их введенное демпфирование.

Для определения жесткости подвижных соединений разработан специальный комплекс программ. С помощью этого комплекса жесткость соответствующих пружин определяют по упругим перемещениям подвижного узла в результате контактных деформаций в направляющих и местных деформаций направляющих и планок при площади контакта в соединении, зависящей от внешней нагрузки (сил резания и веса элементов). Учитывается возможность частичного раскрытия стыка и макрогеометрия формы направляющих. Собственные деформации подвижного узла считают пренебрежимо малыми.

Для описания контактных деформаций используют простейшую линейную зависимость между давлениями и смещениями в стыке и экспериментальные значения коэффициентов контактной податливости.

Жесткость в направлении движения подачи определяют по жесткости последних звеньев цепи подачи (червячной передачи, передачи винт — гайка и т. д.).

Определение параметров опор. В расчетной схеме каждая линейная опора характеризуется жесткостью, логарифмическим декрементом колебаний, координатами и направлением относительно общей системы координат. Для опирающихся на фундамент стоек или массивов жесткость их стыка с фундаментом моделируется опорами, расположенными в центре стыка (в общем случае тремя линейными и тремя угловыми).

Для стержней на упругом основании задается жесткость на единицу длины основания (линейная в направлении трех взаимно перпендикулярных осей и угловая относительно оси стержня), вычисляемая по значениям линейной жесткости одного опорного элемента.

Вычисленные расчетные параметры элементов, занесенные в соответствующие таблицы, вносят в описание расчетной схемы. Примеры записи исходных данных показаны в табл. 2.6.

После ввода исходных данных в ЭВМ реализуют следующие процедуры.

1. Анализ и коррекция исходных данных для того, чтобы минимизировать ошибки, возможные при подготовке и вводе параметров. Для этого проверяют правдоподобие по ряду параметров, выводят расчетную схему на графический дисплей в разных проекциях и т. п.

2. Составление матриц инерции, жесткости и демпфирования отдельных элементов в местных системах координат этих элементов и приведение к общей системе координат. При составлении матриц демпфирования предполагается, что параллельно каждому упругому элементу в расчетную схему включен демпфирующий элемент и затухание, задаваемое логарифмическим декрементом колебаний, пропорционально жесткости соответствующего упругого элемента.

3. Нормирование матриц отдельных элементов для обеспечения требуемой точности расчета.

4. Составление матриц инерции, жесткости и демпфирования для всей расчетной схемы по соответствующим матрицам отдельных элементов с помощью методов матричной алгебры на основе алгоритмов формирования аналогичных матриц, используемых в методе конечных элементов.

5. Приведение внешних сил, действующих на НС, к узлам, с которыми связаны точки приложения сил (формирование вектора внешних нагрузок).

6. Определение собственных частот и собственных форм колебаний системы без учета демпфирования.

Поскольку влияние параметров НС на динамические характеристики проявляется только в низкочастотном диапазоне, вычисляются только те значения частот и те формы, которые лежат в пределах заранее заданного диапазона. Количество учитываемых собственных форм колебаний может быть уточнено в ходе расчетов по результатам сопоставления значений статической и квазистатической податливости.

7. Определение амплитуд вынужденных колебаний под действием заданных внешних нагрузок. Вынужденные колебания представляют в виде линейной комбинации колебаний по n нормальным координатам (модам) на каждой из заданных частот и определяют путем решения системы линейных уравнений относительно искомых коэффициентов влияния соответствующих мод.

8. Определение смещений узлов и перемещений в заданных точках под действием статических сил (по соответствующим частям уравнений движения).

В общем случае определяют следующие характеристики НС, непосредственно связанные с показателями качества станков:

массу M ;

суммарную статическую податливость (по относительным перемещениям инструмента и заготовки при нагружении, имитирующем действие силы резания);

перемещения в заданных точках НС при действии произвольной статической нагрузки;

собственные частоты f_0 и приведенные декременты δ_0 колебаний на собственных частотах;

амплитуды a вынужденных колебаний в заданных точках НС при действии произвольной возмущающей силы;

амплитудные и фазовые частотные характеристики (АЧХ, ФЧХ, АФЧХ) динамической податливости D (по относительным колебаниям инструмента и заготовки при возмущении, имитирующем действие перемещений составляющей силы резания).

Кроме того, определяют формы собственных или вынужденных колебаний, иллюстрирующие общий характер колебаний НС и используемые для анализа поведения НС в динамике и для сравнения результатов расчетов и экспериментов.

Результаты расчетов выдают на дисплей или АЦПУ в табличном виде и на графопостроитель.

Некоторые примеры результатов расчета НС агрегатно-фрезерного станка 1С778, расчетная схема которого приведена на рис. 2.26, показаны на рис. 2.28, 2.29.

Параметры, оказывающие наибольшее влияние на рассчитываемые характеристики НС, выявляют на основе анализа этих характеристик.

та ва бошқа қишлоқ хўжалик маҳсулотлари етиштириш кама-йиб кетган эди. Бироқ бутун халқ хўжалигида бўлгани каби, республика аграр секторини қайта қуриш йўналишлари ҳам метрополия томонидан кўрсатиб бериларди, у эса Ўзбекистон-да пахта яккахокимлигини ривожлантириш йўлини қатъий қилиб белгилаб қўйган эди.

Уруш тамом бўлгандан кейин кўп ўтмай (1946 йил феврал) марказий сиёсий раҳбарият махсус қарор қабул қилиб, унда Ўзбекистонда 1946—1953 йиллар даврида пахтачиликни тиклаш ва янада юксалтириш соҳасидаги режалар ва тадбирларни бел-гилаб берди. Марказнинг бу ҳужжати, Ўзбекистон халқлари ман-фаатларини асло ҳисобга олмаган ва мажбурий хусусиятга эга бўлган қарор эди. Юқоридан юборилган қарорлар одатда Ўзе-бекистонда муҳокама қилиб ўтирилмасди, балки амалдаги дасту-рий ҳужжат сифатида унинг бажарилишига доир тадбирлар иш-ланиб, «ҳаракатга йўлланма» берилар эди.

Республика қишлоқ хўжалигини қайта қуришдаги асосий мезон пахта экиладиган майдонларни изчиллик билан кенгай-тириб бориш ва умумий экин экиладиган майдонларда унинг салмоғини оширишдан иборат эди. Маҳаллий ҳокимият орган-лари зиммасига суғориладиган ерларда дон экинлари экишни қисқартириш ва бу экинларни бошқа ерларга кўчириш, чигит ва беда учун суғориладиган ерлардан 218 минг гектарини бўша-тиш чораларини кўриш вазифаси юкланган эди.

Пахта экиш режа-топшириқлари юқоридан мажбурий тар-тибда белгиланарди ва республика вилоятларига юбориларди. Масалан, 1946 йил учун Тошкент вилоятига 86 минг га, Фар-ғона вилояти учун 108 минг га, бутун республика бўйича эса 779 минг га ерга чигит экиш ҳақидаги топшириқлар Марказдан келган эди.

Пахта экиладиган майдонларнинг тўхтовсиз ошириб бори-лиши республикада чорвачиликни ривожлантиришга ва озиқ-овқат маҳсулотлари етиштиришга тўғаноқ бўлди, бу эса Ўзе-бекистон аҳолисининг, биринчи навбатда, қишлоқ аҳолисининг моддий аҳолига салбий таъсир қилди. Марказнинг республика қишлоқ хўжалигига ана шундай бир томонлама ва волюнтарис-тик ёндашуви жамоат хўжалигини ҳар жиҳатдан кўп тармоқли бўлиб ривожланишига тўсқинлик қилди, унга фақат мустамла-качилик хусусиятини бағишлади.

Пахтачиликни сунъий равишда жадал юксалтириш муста-бид тузумнинг Ўзбекистон иқтисодиётини ривожлантиришдаги устивор йўли бўлиб, унинг бир томонлама ривожланишини мустаҳкамлади. Бу ҳол республика ҳаётига кўпгина салбий ху-сусиятларни олиб кирди: республиканинг олға томон ривожла-ниши мунтазам секинлашиб борди, иқтисодиётда бузилиш ва турғунлик жараёнлари бошланди, экологияга путур етди, аҳоли-нинг турмуш даражаси ва саломатлиги ёмонлашди.

Бироқ ҳаёт давом этаверди, Ўзбекистон халқи жуда катта куч-гайрат сарфлаш ва муҳтожликларга қарамасдан, урушдан кейинги қийинчиликларга барҳам берди ва сиёсий раҳбариятнинг янги-янги катта миқёсли «йўл-йўриқлари»ни амалга оширишда фидокорона меҳнат қилишдан тўхтамади.

2. СИЁСИЙ ҚАТАҒОНЛАРНИНГ ЯНГИ ПАЛЛАСИ

40-йилларнинг охири — 50-йилларнинг бошларида мустабид тузум «мафкура майдони»да кенг ҳужумни авж олдириб, ўзининг асосий зарбасини бошқача фикрловчи ижодкор ва илмий зиёлиларга, «КПСС тарихи»да ёзилганидек, «буржуа қарашлари ва нуқтаи назарлари қолдиқларига, реакцион буржуа маданиятига танқидий баҳо бермасликка қарши, фан, адабиёт ва санъатда марксизм-ленинизмдан чекинишларга қарши» қаратди. Ана шу даврда ВКП(б) МҚ адабиёт ва санъат масалалари юзасидан бир қатор қарорлар қабул қилган бўлиб, уларда мамлакат ижодкор зиёлиларининг кўпгина вакиллари ўз асарларида «ғоясизлик»ни тарғиб қилганликлари, «адабиёт ва санъатни сиёсатдан ажратиб қўйишга уринганликлари» учун, бадий ижоддаги партиявийлик принципларидан узоқлашганликлари учун бадном этилади. Партия МҚ ташаббуси билан фалсафа ва иқтисодий фанлар бўйича мунозаралар уюштирилди, улар ўша давр руҳида ўтди. Партия мафкура муассасаларининг кўрсатмаси билан мунозараларда ўз асарларида «марксизм-ленинизмнинг асосий принципларидан» чекинишга йўл қўйган ижтимоий фанлар вакиллари, уларнинг қарашларидаги субъективизм ва шу кабилар танқид қилинди. Партия МҚнинг «мафкуравий масалаларга доир» бу йўл-йўриқлари ва уларнинг амалда рўёбга чиқарилиши адабиёт, санъат ва ижтимоий фанларни демократик асосда ижодий ривожлантиришга кўп йиллар мобайнида тўсиқ бўлди, жойларда ижодкор ва илмий зиёлиларнинг бошқача фикрловчи вакиллари йўқ қилишга олиб келди. Бу ҳалокатли жараёндан Ўзбекистон ҳам четда қолмади. ВКП(б) МҚ директиваларини амалда рўёбга чиқариш жараёнида «миллатчилик»ка қарши кураш ниқоби остида 40-йиллар охири — 50-йилларнинг бошларида мустабид тузум ва унинг мафкуравий муассасалари ўзбек халқининг маданий меросига ҳужум қилишни кенг авж олдириб юбордилар, бадий ва илмий зиёлиларнинг бир қатор вакиллари қарши ваҳшийларча бедодлик қилдилар.

Мавзуга оид тарихий ҳужжат

Мустабид Совет давлати иттифоққа қўшиб олинган барча миллат ва миллий республикаларнинг иқтисодий ва маданий тенгсизлигини барта-раф қилиш юзасидан бир қатор ишларни амалга оширган бўлса-да, асли-

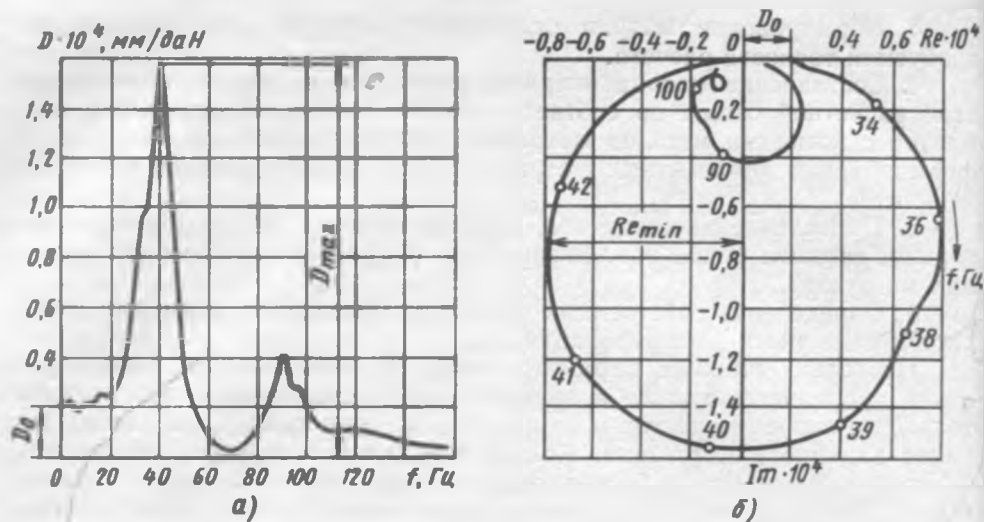


Рис. 2.28. Амплитудно-частотная (а) и амплитудно-фазовая частотная (б) характеристики агрегатно-фрезерного станка

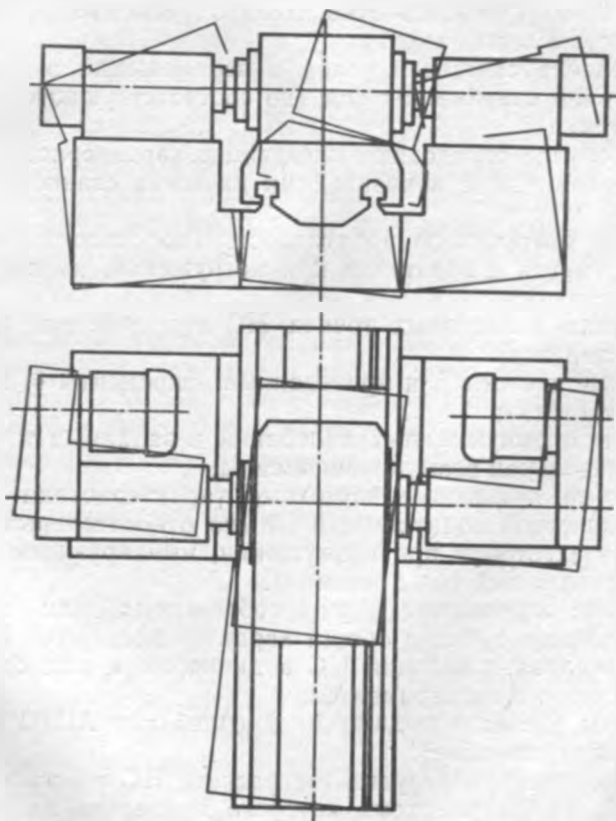


Рис. 2.29. Форма колебаний НС станка 1С778 на собственной частоте 39,5 Гц:

контурная линия — исходное состояние; тонкая линия — положение узлов при максимальных отклонениях

Методика анализа динамических характеристик НС основана на том, что для НС характерно относительно малое затухание колебаний и собственные формы колебаний близки к собственным формам колебаний консервативной системы.

При анализе за основной критерий качества НС принята максимальная динамическая податливость. Поэтому на первом этапе определяют динамическую податливость на собственных частотах и выбирают для рассмотрения те значения частот, на которых уровень динамической податливости наибольший. Далее, на каждой из этих собственных частот составляют баланс составляющих динамической податливости, т. е. определяют долю относительных перемещений элементов, входящих в замкнутую цепь между заготовкой и инструментом. Таким образом выделяют наиболее значимые составляющие динамической податливости.

Поскольку в колебательной системе перемещения по разным координатам взаимосвязаны, для уменьшения динамической податливости необходимо воздействовать не только на те параметры, которые определяют относительные смещения, оказывающие наибольшее влияние на динамическую податливость, но и на те, которые определяют общий характер колебаний системы на рассматриваемой собственной частоте.

Для анализа используют зависимости соответственно для кинетической T и потенциальной Π энергии на собственных частотах ω_m :

$$T_m = 0,5\omega_m^2 q_m \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k M_{ij} \alpha_{im} \alpha_{jm};$$

$$\Pi_m = 0,5q_m \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k K_{ij} \alpha_{im} \alpha_{jm},$$

где M_{ij} , K_{ij} — члены матриц масс и жесткостей; q_m — нормирующий множитель; α_{im} , α_{jm} — коэффициенты, характеризующие форму колебаний НС; i, j — номера независимых переменных.

Имеющийся опыт расчетов и анализа динамических характеристик НС показывает, что в большинстве случаев при типовых соотношениях параметров НС распределение соответствующей потенциальной и кинетической энергии между параметрами (жесткостями и массами) системы резко неравномерно. Во многих случаях на каждой из собственных частот можно выделить несколько составляющих, определяющих общий уровень энергии колебаний на рассматриваемой частоте. Для выделения таких значимых составляющих удобно провести нормирование коэффициентов α_{ij} , определив множитель q_m так, чтобы на частоте ω_m $T_m=1$ и $\Pi_m=1$. Далее значимые составляющие отбираются при последовательном отбрасывании минимальных так, чтобы общая сумма отброшенных значений не превышала значения (0,1—0,2).

Очевидно, что колебательные перемещения, определяющие доминирующие составляющие энергии колебаний на данной собственной частоте, нужно рассматривать как взаимосвязанные. Выделяя на каждой из собственных частот составляющие, которые больше всего влияют на энергию колебаний, можно выявить, если они есть, группы элементов, колебания которых слабо связаны между собой, и разделить рассматриваемую систему на отдельные подсистемы, соответствующие этим группам.

Следует подчеркнуть, что когда удастся выделить такие подсистемы, рациональные параметры НС целесообразно выбирать посредством

вом расчетов для отдельных подсистем. При этом оказывается возможным выявить общие тенденции совершенствования конструкции и осуществить перебор значительного числа конструктивных вариантов. Естественно, что окончательно оценивать характеристики выбранных вариантов следует на основе расчета НС в целом. Общий алгоритм анализа показан на рис. 2.30.



Рис. 2.30. Общий алгоритм анализа динамических характеристик НС

Проиллюстрируем сказанное на примере анализа динамической податливости НС агрегатно-фрезерного станка (см. рис. 2.26). Как видно, по АЧХ, приведенной на рис. 2.28, а, динамическая податливость максимальна в области частот 39—40 Гц. Анализ составляющих податливости на собственных частотах НС показал, что в этой области частот перемещения инструмента и заготовки определяются главным образом податливостью стыков станины с подставками и кручением станины.

В табл. 2.8 приведено распределение потенциальной энергии колебаний между деформируемыми элементами и кинетической энергии между массивами на частоте 39,5 Гц. Около 70 % кинетической энергии колебаний определяется колебаниями масс M_1 и M_2 (фрезерные бабки с подставками). Очевидно, что одним из мероприятий, направ-

**2.8. Распределение кинетической и потенциальной энергии колебаний
на собственной частоте 39,5 Гц между элементами НС
агрегатно-фрезерного станка (см. рис. 2.26)**

Энергия	Доля энергии	Элемент	Номер узла
Кинетическая	0,544	Масса М1	3
	0,174	Масса М2	4
	0,150	Масса М3	6
Потенциальная	0,411	Стержень	2—5*
	0,110	Пружина	5—4**
	0,083	Пружина	5—6**
	0,117	Опора	2
	0,094	Опора	1

* Основной вид деформации — кручение,

** — основной вид деформаций — угловая относительно оси X.

ленных на совершенствование НС, могло быть уменьшение инерционных характеристик этих элементов.

Основная доля потенциальной энергии колебаний (около 60 %) приходится на кручение станины (стержень 2 между узлами 2 и 3 см. рис. 2.26) и на относительные угловые колебания в стыках между подставками и станиной (пружины K5-4 и K5-6). Значительная доля (около 30 %) энергии приходится также на деформации в опорах станка, поскольку имеют место значительные деформации станины.

Анализ распределения потенциальной энергии колебаний на всех собственных частотах показал, что для рассматриваемой НС характерна сильная связанность колебаний элементов, и невозможно рассматривать независимо колебания отдельных подсистем.

В качестве примера НС, в которой отдельные подсистемы слабо связаны между собой, можно привести НС станка ИР-1600, расчетная схема которой показана на рис. 2.24. Можно показать, что рассматриваемая система распадается на девять групп. При этом не только колебания подсистем салазки (узел 1) — стойка (узел 2) и шпиндельной бабки (узел 3) относительно стойки можно рассматривать независимо, но и развязанными оказываются колебания системы стойки относительно осей Y и X и колебания шпиндельной бабки по разным координатам.

Очевидно, что направленное воздействие на показатели качества НС значительно проще реализовать в слабо связанных подсистемах. Поэтому связанность колебаний по отдельным координатам можно рассматривать как один из критериев качества конструкции.

2.6. Выбор рациональных компоновок и параметров элементов несущих систем

Использование расчетов НС для сравнения разных компоновок проиллюстрируем на примере многоцелевых (МС) и токарных станков. Компоновки исследуемых МС содержат вертикально-подвижные шпиндельные бабки, поперечно-подвижные стойки и продольно-подвижные салазки под стойкой (см. рис. 2.4, в) или стол (см. рис. 2.4, а). Сто-

лы в обоих МС для обработки заготовки с четырех сторон имеют поворотно-делительные устройства с вертикальной осью вращения. В качестве механизма поворота в этих устройствах используют плоскозубчатые муфты. Станки комплектуют устройствами автоматической смены заготовок. При этом осуществляется смена не самих заготовок, а сменного стола-спутника, на котором закреплена заготовка.

Расчетные схемы НС станков рассматриваемых компоновок, разработанные с учетом имеющихся экспериментальных данных, содержат по две подсистемы: стола (узлы перемещения детали) и стойки (узлы перемещения инструмента). В расчетных схемах учитывают возможность колебательных перемещений в основных стыках каждой из подсистем. Так, в подсистеме стойки учитывают колебательные перемещения в направляющих салазок, стойки и шпиндельной бабки, а в подсистеме стола — в направляющих салазок стола (обеспечивающих перемещение детали по оси X), в механизме поворота и в направляющих сменного стола-спутника с заготовкой. Подробная расчетная схема НС тяжелого МС с продольно- и поперечно-подвижной стойкой приведена на рис. 2.24.

В качестве критерия для сравнения анализируемых вариантов используют значения динамической податливости на собственных частотах, определяемые по амплитудно-частотным характеристикам относительных колебаний детали и инструмента по трем взаимно перпендикулярным направлениям X , Y и Z . При этом для различных операций сравниваются динамические податливости в направлениях, оказывающих наибольшее влияние на точность обработки и приращение толщины среза (определяющее виброустойчивость). Например, при соотношении составляющих силы резания $P_x : P_y : P_z$, характерном для растачивания и сверления, сравнивают динамические податливости по осям X и Y , т. е. D_x и D_y , а при торцовом фрезеровании в зависимости от направления подачи по оси X или Y соответственно рассматривают динамические податливости D_z и D_x или D_z и D_y .

Динамические характеристики НС станков изменяются при перемещении узлов станков во время работы, т. е. зависят от положения зоны резания в рабочем пространстве. Анализ АЧХ, рассчитанных для разных точек рабочего пространства, показал, что, учитывая известные данные о частоте использования различных зон рабочего пространства, сравнительные расчеты целесообразно проводить для среднего по длине рабочих ходов положения подвижных узлов станка.

Сравнивали динамические характеристики НС двух станков со столами размерами 500×500 мм и 800×800 мм. Расчеты показали, что у станков меньших размеров (стол 500×500 мм) наибольшая динамическая податливость определяется подсистемой стола и нет существенного различия в компоновках. Это объясняется тем, что при малых размерах стола в направляющих сменного стола-спутника и в механизме поворота не удастся обеспечить необходимые площадь контакта и силу натяжки, от которых существенно зависит жесткость указанных стыков. У станков больших размеров (стол 800×800 мм) удастся обеспечить более высокую жесткость подсистемы стола, поэтому наибольшая динамическая податливость определяется подсистемой стойки.

Станок с поперечно-подвижной стойкой (см. рис. 2.4, а) имеет существенные преимущества на всех операциях. Так, при сверлении максимальная динамическая податливость НС станка этой компоновки в 2,3 раза меньше, чем податливость у станка с продольно- и по-

перечно-подвижной стойкой (см. рис. 2.4, в), при растачивании — в 1,5 раза, при фрезеровании — в 1,8 раза.

Экспериментальные исследования форм колебаний НС тяжелого МС показали, что характер колебаний НС в низкочастотном диапазоне в значительной степени определяется наличием тяжелого консольно расположенного (на стойке сбоку) магазина инструментов. Учитывая тенденцию к увеличению вместимости магазина инструментов (а соответственно и его массы) в современных МС, его влияние как дополнительной массы на поведение НС в динамике нельзя игнорировать.

При сопоставлении компоновок, отличающихся расположением магазина инструментов, исследовали влияние магазина на динамические характеристики несущей системы МС (рис. 2.31). В результате

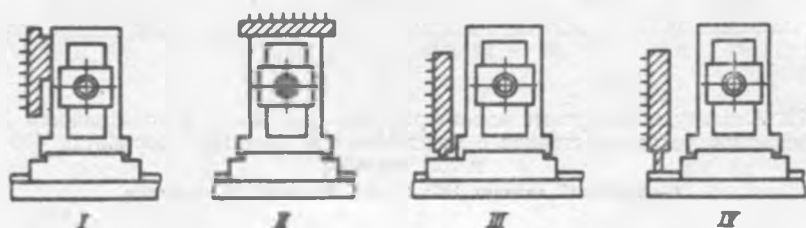


Рис. 2.31. Схемы расположения магазина на многоцелевых станках

расчетного анализа установлено, что для тяжелого МС минимальная динамическая податливость обеспечивается при расположении магазина инструментов на салазках или на станине (варианты III, IV), а для станка средних размеров — при расположении магазина инструментов на стойке сверху (вариант II) или рядом со станком.

В МС сверлильно-фрезерно-расточной группы горизонтальной компоновки используют как встроенные, так и навесные шпиндельные бабки. Конструктивные, технологические и эксплуатационные преимущества и недостатки каждого исполнения, а также традиции заводоизготовителей обусловили одновременное существование обоих вариантов. В то же время проведенное сопоставление динамической податливости НС с навесной и встроенной шпиндельными бабками выявило преимущество встроенной шпиндельной бабки практически во всем диапазоне условий обработки.

На рис. 2.32 приведены АЧХ динамической податливости НС токарных станков с максимальным диаметром обработки 400 мм (рис. 2.32, а) и 320 мм (рис. 2.32, б), отличающихся расположением направляющих и конструкцией суппорта. Результаты расчета, соответствующие наружному обтачиванию жесткой консольной заготовки, в частности, показали, что при одинаковых основных параметрах системы влияние ориентации направляющих существенно меньше, чем влияние параметров и конструкции соответствующих доминирующих подсистем: станины (см. рис. 2.32, а), которая была сильно ослаблена окнами, и суппорта с нежесткой плоской кареткой (см. рис. 2.32, б). Увеличение жесткости станины и переход от плоской каретки к угловой позволяют резко повысить динамическую жесткость обеих компоновок.

Сравнивали компоновки одностоечных (см. рис. 2.8, в) и двухстоечных (см. рис. 2.8, б) карусельных станков с диаметром обработки 3000 мм. Расчеты показали, что динамика НС одностоечных и двух-

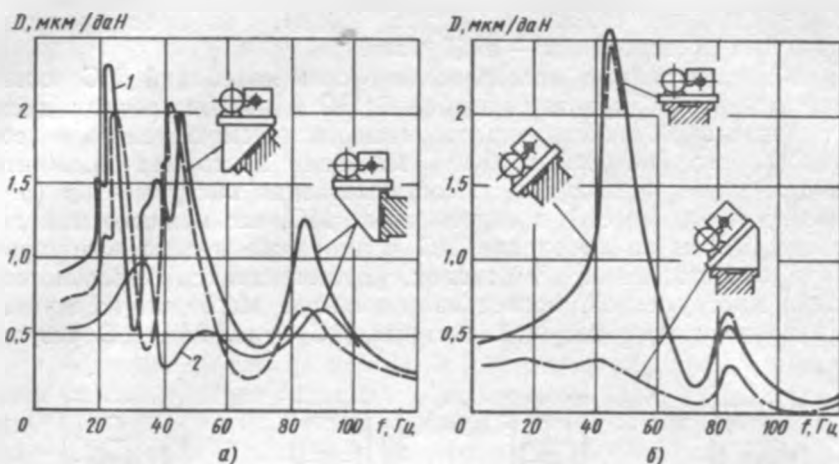


Рис. 2.32. Амплитудно-частотные характеристики динамической податливости НС разных компоновок токарных станков с максимальным диаметром обработки 400 мм (а) и 320 мм (б);

1 — исходный вариант НС; 2 — НС со станиной без окон

стоечных станков различна. В двухстоечных станках динамическую податливость в направлении разных координатных осей определяют разные элементы НС: в направлении оси X — это портал, а в направлении осей Y и Z — поперечина, причем значения частот этих колебаний значительно различаются. При работе с малыми вылетами ползуна существенное влияние на динамические характеристики НС оказывает закрепление стоек на фундаменте. У одностоечных станков основное влияние на динамическую податливость НС во всех направлениях оказывает жесткость стойки, главным образом при кручении.

Сопоставление изменения характеристик податливости НС одностоечного и двухстоечного станков в пределах рабочего пространства показало, что при обработке на одностоечном станке поверхностей, расположенных вблизи стойки, составляющие погрешности формы обрабатываемых заготовок, определяемые колебаниями НС, будут примерно такими же, как при обработке на двухстоечном станке. Обработка торцовых поверхностей на одностоечном станке, особенно при положении суппорта на конце консоли, будет производиться с большими погрешностями или с меньшей производительностью, чем на двухстоечном.

Рациональные параметры элементов НС в большинстве случаев выбирают на основе сравнительных расчетов вариантов, предварительно проработанных конструктором. При этом варьируют параметры, оказывающие наибольшее влияние на характеристики НС, выявленные на основе соответствующего анализа (см. выше). Например, при анализе динамических характеристик НС агрегатно-фрезерного станка (см. рис. 2.26) было установлено, что динамическая податливость НС определяется главным образом инерционными характеристиками подставок с бабками, жесткостью стыков подставок со станиной, станины при кручении и опорных элементов станка.

На рис. 2.33 приведены результаты расчета НС, в которой фрезерные бабки 7-го габарита были замечены бабками 6-го габарита при соответствующем изменении размеров подставок. При этом общая масса НС уменьшилась на 2000 кг. В результате этого изменения максимальная динамическая податливость по оси Y уменьшилась почти в 2 раза,

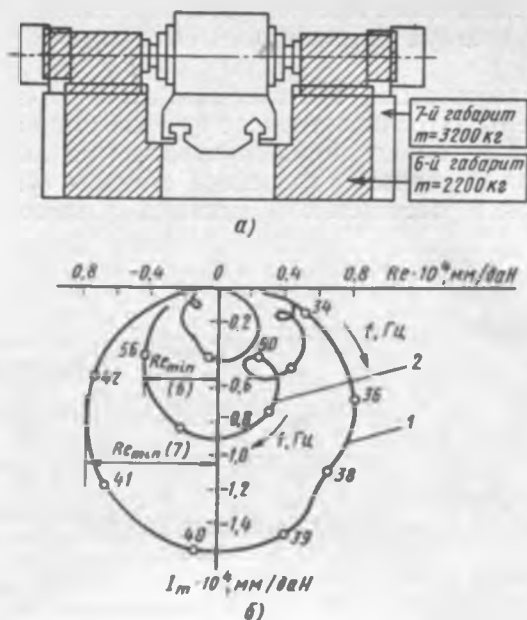


Рис. 2.33. Сравнительные динамические характеристики НС агрегатно-фрезерного станка с бабками разных габаритов:
а — общая схема; б — АФЧХ; 1 — НС с бабками 7-го габарита; 2 — НС с бабками 6-го габарита

а частота, при которой динамическая податливость максимальна, возросла с 40 до 56 Гц.

На рис. 2.34 приведены результаты расчета, соответствующие разным способам установки станка. В этом случае максимальная податли-

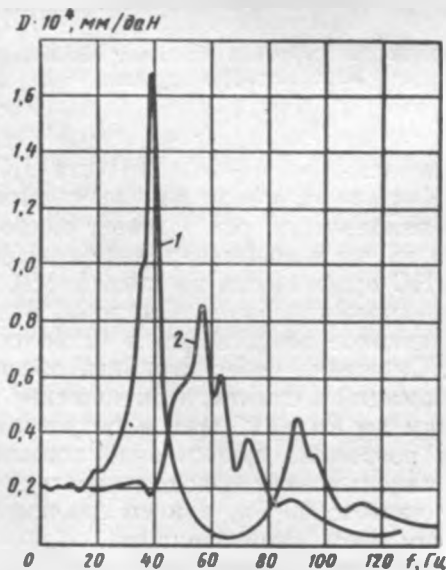


Рис. 2.34. Амплитудно-частотные характеристики динамической податливости НС агрегатно-фрезерного станка при его установке на винтовых опорах (1) и клиновых башмаках (2)

вость при переходе к более жесткой установке также существенно уменьшилась; максимум податливости сместился с частоты 40 Гц на частоту 57 Гц.

Как указывалось выше, значительная доля потенциальной энергии колебаний системы затрачивается на кручение станины. В связи с этим в соответствии с рекомендациями, приведенными выше, был проработан конструктивный вариант измененной станины (рис. 2.35), обладающей более высокой жесткостью и меньшей массой (примерно на 1300 кг).

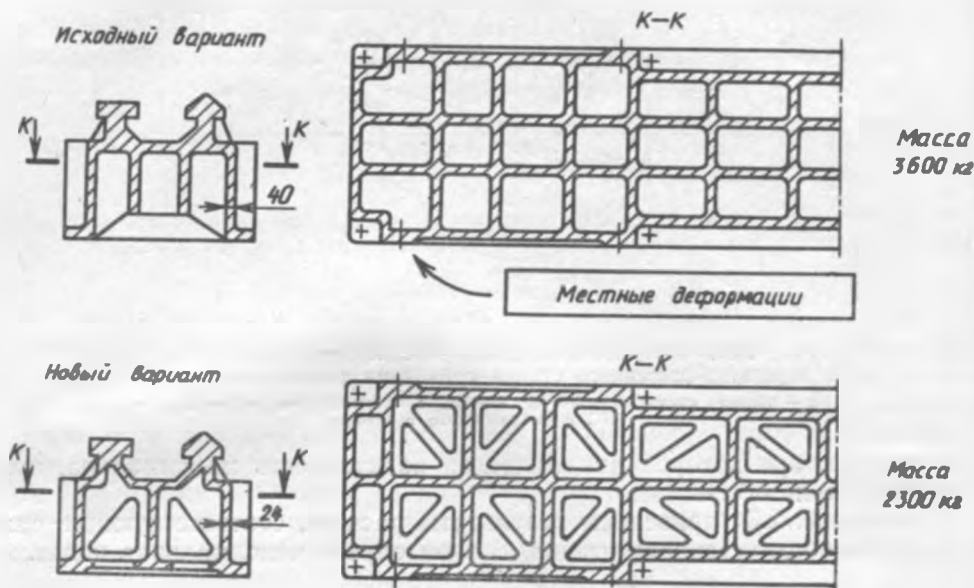


Рис. 2.35. Пример изменения конструкции станины, обеспечивающего повышение ее жесткости при кручении

На рис. 2.36 приведены результаты расчета НС с более жесткой и легкой станиной. Как видно, в этом случае максимальная динамическая податливость в направлении оси Y имеет место на частоте 51 Гц. Однако, несмотря на то что в новом варианте повысилась частота, значение податливости НС практически не изменилось. Это обусловлено значительной связанностью колебаний в системе. В новой станине изменены также конструктивное оформление и технология обработки стыков с подставками. Смещение ребер станины, обеспечивающих уменьшение местных деформаций в стыках, и уменьшение параметра шероховатости с $Ra=2,5$ мкм до $Ra=1,25$ мкм в результате замены фрезерования шлифованием позволило существенно повысить жесткость стыков. В этом случае максимальная податливость НС в направлении оси Y соответствует частоте 60 Гц, причем значение податливости существенно меньше, чем в исходном варианте.

Полученные результаты расчета измененных вариантов показывают, что за счет соответствующих изменений можно обеспечить существенное снижение как металлоемкости, так и податливости НС. Однако из-за сильной связанности колебаний в системе оценить возможные ре-

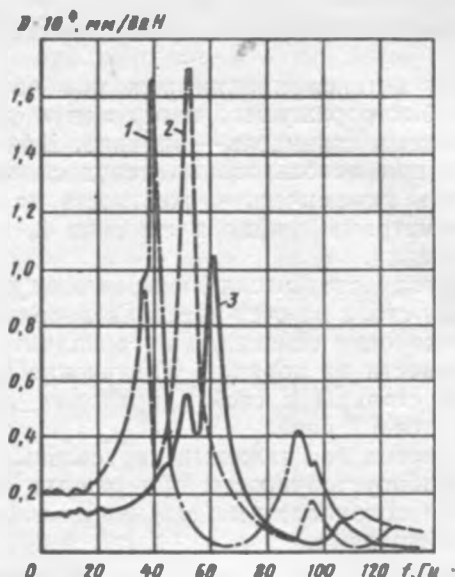


Рис. 2.36. Амплитудно-частотные характеристики динамической податливости НС агрегатно-фрезерного станка со старой (1), с новой (2) станинами и с новой станиной при измененной технологии обработки стыков станины с подставками (3)

зультаты изменения параметров элементов без проведения соответствующих расчетов невозможно.

Аналогичным образом было проанализировано влияние параметров несущих систем одностоечных координатно-расточных станков на устойчивость процесса и уровень вынужденных колебаний (расчетную схему см. на рис. 2.25). В результате было установлено следующее.

1. Существенное повышение устойчивости процесса при фрезеровании может быть обеспечено за счет повышения жесткости и демпфирования колебаний стола и салазок. Так, введение механизма предварительного натяга направляющих стола и увеличение жесткости конечных элементов привода подачи, в частности за счет применения в опорах винтов качения комбинированных игольчато-роликовых подшипников взамен упорных шарикоподшипников, позволяет повысить виброустойчивость в среднем в 1,5 раза.

2. Значительное влияние на динамическую податливость в зоне резания оказывает правильный выбор жесткостных параметров станины и стойки. Конкретно для станка 24К40АФ4 увеличение крутильной жесткости станины путем прикрепления снизу стального листа позволяет уменьшить динамическую податливость системы на 25%.

3. Использование жестких (трубчатых) механизмов зажима стола и салазок позволяет уменьшить динамическую податливость системы на резонансных частотах на 20—30%.

Для НС тяжелых зубофрезерных станков получены следующие результаты.

1. Предельные по устойчивости режимы при сравнительно небольших диаметрах колес (менее 1000—1500 мм) ограничиваются жесткостью круговых направляющих с гидроразгрузкой, а при больших диаметрах колес — жесткостью тумбы и делительной червячной передачи.

При нежесткой установке заготовок высокая жесткость станка не реализуется.

2. Возможности интенсификации режимов по условиям точности при использовании быстрорежущего инструмента ограничены статической жесткостью системы шпиндель — оправка. Для получения соответствующей точности при использовании твердосплавного инструмента необходимо повысить динамическую жесткость на частоте 20—25 Гц, определяемую параметрами стойки и станины и, кроме того, жесткостью установки станка.

3. Применение гидростатических направляющих стола, увеличение жесткости основания стола за счет введения дополнительных ребер под направляющие и установка основания на дополнительные опоры повышает запас устойчивости на порядок. Увеличение вдвое ширины боковых направляющих станины и стойки приводит к уменьшению динамической податливости в 2 раза.

С помощью расчетов для тяжелых карусельных станков было проведено сравнение виброустойчивости при разных формах поперечного сечения и материала ползуна, типах его направляющих и т. п. В итоге было установлено следующее.

1. При одинаковом заданном минимальном диаметре растачиваемого на станке отверстия лучшие по виброустойчивости результаты обеспечиваются при использовании ползунов прямоугольного (а не квадратного или восьмигранного) сечения с отношением сторон $H/B=0,7 \dots 0,8$ (см. рис. 2.20). При замене чугунного ползуна стальным виброустойчивость системы при больших вылетах ползуна повышается примерно в 1,5 раза.

2. При использовании гидростатических направляющих ползуна может быть обеспечена динамическая жесткость в несколько раз большая, чем при использовании направляющих скольжения. При одинаковых соотношениях параметров худшие динамические характеристики имеют ползуны на направляющих качения.

Приведенные результаты получены на основе сравнения различных конструктивных вариантов. В последние годы для выбора оптимальных параметров элементов НС используют общие методы решения задач оптимизации. При этом в многокритериальной постановке наибольшее применение получает метод ЛП-поиска. При использовании этого метода для выявления лучшего сочетания параметров, т. е. лучшего конструктивного варианта, для всех рассматриваемых вариантов необходимо вычисление всех показателей качества. Поэтому первоочередной является задача ограничения числа определяемых (варьируемых) параметров. Описанный выше способ выявления доминирующих параметров НС на основе баланса кинетической и потенциальной энергии колебаний НС на собственных частотах позволяет достаточно эффективно решать эту задачу.

Проиллюстрируем результаты, которые можно получить при использовании указанного метода многокритериальной оптимизации, на примере выбора оптимальных параметров НС круглошлифовального станка (см. рис. 2.23).

В качестве критериев оптимизации были выбраны: металлоемкость — критерий Q_1 , статическая податливость в зоне резания — критерий Q_2 , величина Re^0_{min} , характеризующая виброустойчивость станка, — критерий Q_3 ; максимальная динамическая податливость в зоне резания, характеризующая реакцию системы на внешние возмущения широкого спектрального состава, — критерий Q_4 .

Проведенное расчетное определение статических и динамических характеристик НС при действии возмущающей силы, имитирующей силу резания, позволило установить, что в исходном конструктивном варианте наиболее виброактивной является область частот 50—70 Гц. Ниже приведены частоты f_0 собственных колебаний НС и соответствующие логарифмические дескременты колебаний δ :

f_0 , Гц	22,0	23,1	37,1	44,2	44,6	59,8	64,0
δ	0,22	0,33	0,31	0,20	0,23	0,18	0,18
f_0 , Гц	68,2	79,6	105,7	130,0	145,0		
δ	0,19	0,21	0,20	0,20	0,31		

На рис. 2.37 показана амплитудно-фазовая частотная характеристика НС, а на рис. 2.39 — мнимая и действительная ее составляющие.

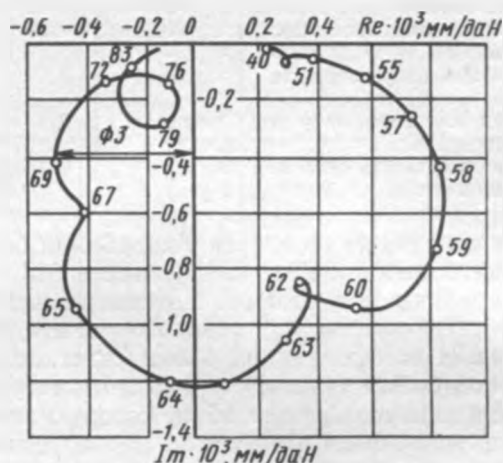


Рис. 2.37. Амплитудно-фазовая частотная характеристика динамической податливости несущей системы круглошлифовального станка (расчетную схему см. на рис. 2.23)

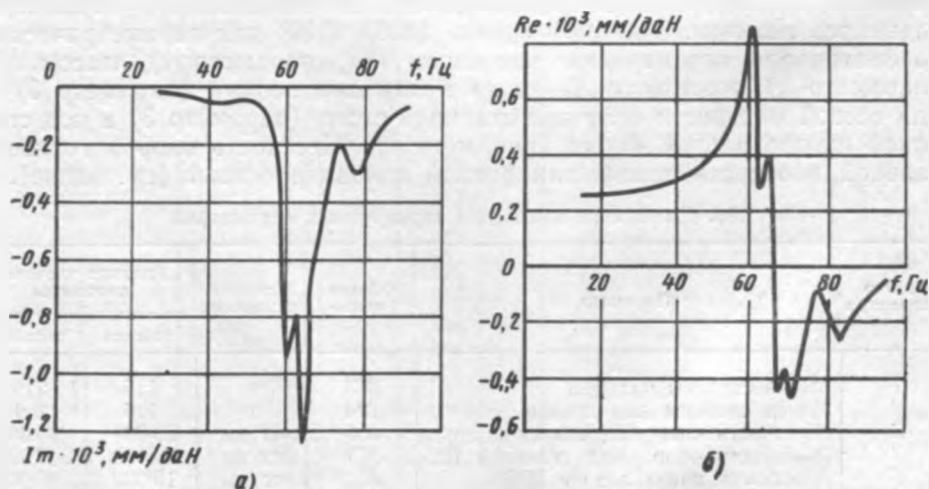


Рис. 2.38. Мнимая (а) и действительная (б) части динамической податливости несущей системы круглошлифовального станка

По условиям динамики наибольший интерес представляет поведение НС на собственных частотах 59,8; 64 и 68,2 Гц. Анализ распределения энергии колебаний на указанных частотах (табл. 2.9) позволил выделить параметры, оказывающие наибольшее влияние на динамические характеристики НС.

2.9. Распределение кинетической и потенциальной энергии колебаний между элементами несущей системы круглошлифовального станка

Энергия	Параметр	Обозначение	Доля энергии при собственной частоте, Гц		
			59.8	64.0	68.2
Кинетическая	Масса шлифовальной бабки	M2	0.31	0.30	0.22
	Масса станины под ШБ	M3	0.35	0.19	0.20
	Масса станины под столом	M4	0.22	0.28	0.36
Потенциальная	Жесткость ходового винта подачи ШБ	K _в	0.25	0.26	0.16
	Жесткость направляющих ШБ	K _н	0.01	0.09	0.05
	Осевая жесткость опор под станиной ШБ	Опоры к углу 3	0.44	0.23	0.30
	Осевая жесткость опор под станиной стола	Опоры к углу 4	0.14	0.23	0.32

Как видно, на кинетическую энергию колебаний больше всего влияют масса M2 шлифовальной бабки (ШБ), масса M3 станины под бабкой и масса M4 станины под столом. Потенциальная энергия колебаний определяется деформациями ходового винта, а также жесткостью направляющих шлифовальной бабки, жесткостью опор под станиной шлифовальной бабки (узел 3) и под столом (узел 4). Эти параметры, кроме массы шлифовальной бабки, которую заведомо стремятся сделать как можно легче, были приняты за варьируемые.

При назначении диапазона изменения варьируемых параметров учитывают три вида ограничений — параметрические, функциональные и критериальные.

В качестве параметрических ограничений можно принимать геометрические, жесткостные, инерционные или диссипативные параметры элементов системы. В данном случае (табл. 2.10) как параметрические рассматривали ограничения для массы M3 (параметр 1), массы M4 (параметр 2), жесткости K_в винта механизма подачи (параметр 5) и для осевой жесткости опор под станиной стола (параметр 3) и под станиной шлифовальной бабки (параметр 4). Жесткость опор в горизонтальной плоскости принимали равной половине осевой (см. выше).

2.10. Диапазоны изменения варьируемых параметров

Номер параметра	Параметр	Обозначение	Единица измерения	Граница значения параметра	
				нижняя	верхняя
1	Масса станины под ШБ	M3	т	1,5	2,0
2	Масса станины под столом	M4	т	1,6	2,1
3	Жесткость опор под станиной стола	K4	кг/мм	20 000	400 000
4	Жесткость опор под станиной ШБ	K3	кг/мм	30 000	600 000
5	Жесткость винта подачи ШБ	K _в	кг/мм	15 000	40 000
6	Натяг в направляющих ШБ	δ _н	мм	3	5

Диапазон изменения жесткости пружин, имитирующих жесткость направляющих качения шлифовальной бабки, не может быть назначен непосредственно, так как все составляющие жесткости, кроме K_v жесткости ходового винта, зависят от натяга, т. е. связаны функциональными соотношениями. Поэтому за независимую переменную был принят натяг δ_n в направляющих (параметр 6), задавали возможный диапазон его изменения, а соответствующие значения жесткостей вычисляли как функции натяга.

В качестве критериального ограничения рассматривали требование, чтобы значение всех критериев для рассматриваемых вариантов были не хуже, чем у исходного. Принятые диапазоны изменения варьируемых параметров приведены в табл. 2.10.

В выбранной шестимерной области пространства параметров было проведено 512 испытаний. Значения критериев и параметров Парето-оптимальных решений приведены соответственно в табл. 2.11 и 2.12. Анализируя полученные результаты, можно видеть, что наиболее предпочтительным является вариант № 17. Критерии качества этого варианта существенно превосходят соответствующие показатели исходного варианта: по металлоемкости — на 420 кг; по статической податливо-

2.11. Значения критериев для Парето-оптимальных вариантов

Номер варианта	Q_1 , т	$Q_2 \cdot 10^3$, мм/кг	$Q_3 \cdot 10^3$, мм/кг	$Q_4 \cdot 10^3$, мм/кг
80	5,557	0,1904	0,1823	0,8468
40	5,627	0,1737	0,1663	0,7460
20	5,628	0,1849	0,1448	0,8046
340	5,559	0,1830	0,1973	0,6968
172	5,728	0,1818	0,1420	0,7392
402	5,723	0,1825	0,1740	0,6564
498	5,782	0,1777	0,1658	0,6122
74	5,952	0,1831	0,1409	0,7641
17	5,752	0,1743	0,1478	0,6283
407	5,973	0,1764	0,1464	0,7534
Исходный вариант	6,174	0,2234	0,4411	1,101

2.12. Значения параметров для Парето-оптимальных вариантов

Номер варианта	$M3$, т	$M4$, т	$K4$, кг/мм	$K3$, кг/мм	K_v , кг/мм	δ_n , мм
80	1,52	1,66	373 300	230 400	27 700	3,953
40	1,539	1,717	120 900	591 100	39 610	4,969
20	1,578	1,678	221 900	510 900	36 090	3,813
340	1,583	1,605	362 100	247 100	26 960	4,957
172	1,604	1,793	363 800	348 400	35 410	4,039
402	1,644	1,708	233 000	423 000	38 190	4,887
498	1,655	1,759	396 300	311 700	36 440	4,371
74	1,66	1,901	195 200	568 800	28 480	4,769
17	1,766	1,616	364 400	439 700	39 220	4,563
407	1,956	1,646	375 500	494 200	35 070	4,637
Исходный вариант	1,80	2,00	20 000	30 000	16 000	3,507

сти — примерно на 20%; по характеристике устойчивости (Re_{min}^0) — в 3 раза; по максимальной динамической податливости — почти в 2 раза.

Расчет и анализ динамических характеристик НС с параметрами элементов, соответствующими варианту № 17, показал, что в этом случае наиболее виброактивной является область частот 75—85 Гц, причем в этой области доминирующими остаются те же элементы НС.

В заключение следует отметить, что предварительная попытка определить рациональные параметры элементов рассматриваемой НС простым перебором вариантов не увенчалась успехом из-за сильной связанности колебаний в системе. Таким образом, можно сделать вывод, что применением метода ЛП-поиска для многокритериальной оптимизации параметров НС металлорежущих станков является весьма плодотворным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барт В. Е., Санина Г. С., Шевчук С. А. Применение полимербетона в станкостроении. Технология металлообрабатывающего производства. ВНИИТЭМР, Сер. 6-3. Обзорная информация. 1985. Вып. 11, С. 1—40.
2. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
3. Галлагер Р. Метод конечных элементов / Пер. с англ. М.: Мир, 1984. 539 с.
4. Каминская В. В. Расчеты на виброустойчивость в станкостроении. М.: Машиностроение, 1985. 56 с.
5. Каминская В. В., Гринглаз А. В. Расчетный анализ динамических характеристик несущих систем станков // Станки и инструмент. 1989. № 12. С. 10—13.
6. Каминская В. В., Решетов Д. Н. Фундаменты и установка металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1975. 207 с.
7. Копелев Ю. Ф. Виброустойчивость станков при случайных изменениях времени запаздывания // Машиноведение. 1980. № 5. С. 28—30.
8. Кудинов В. А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 358 с.
9. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 263 с.
10. Лещенко В. А., Богданов Н. А., Вайнштейн И. В. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / Под общ. ред. В. А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1988. 568 с.
11. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977. 392 с.
12. Решетов Д. Н., Каминская В. В., Лапидус А. С. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 1. М.: Машиностроение, 1972. 663 с.
13. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
14. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. 110 с.
15. Weck M. Werkzeugmaschinen. Bd. 4. Meßtechnische Untersuchung und Beurteilung. VDI, VERLAG, GmbH, Düsseldorf. 1985. 246 S.
16. Yoshimura M. Optimisation of structural dynamics of machine tool considering the multiple resonance modes / In: Proc. 18th Int. Mach. Tool Des. and Res. Conf. London. 1977. P. 577—584.

Глава 3

ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ

3.1. Требования к шпиндельным узлам

Шпиндельный узел (ШУ) является конечным звеном привода главного движения и частью несущей системы станка; предназначен для крепления приспособления с заготовкой или инструмента и всегда реа-

лизует одно из движений формообразования; оказывает самое существенное влияние на точность, надежность и производительность всего станка, поэтому к ШУ предъявляют особые требования.

К определяющим характеристикам ШУ, от которых непосредственно зависят его качество и технологические возможности, относятся нагрузочная способность, точность, быстроходность и надежность. Кроме того, имеются дополнительные характеристики работоспособности ШУ: жесткость, динамические и тепловые характеристики.

Нагрузочная способность определяет допустимый крутящий момент или мощность на шпинделе и зависит от нагрузочной способности опор (табл. 3.1) и силовых возможностей привода. Удобным показателем для оценки нагрузочной способности ШУ является отношение N/D , где N — мощность привода; D — диаметр передней шейки шпинделя. Нагрузочная способность в значительной степени обеспечивает выполнение заданных технологических операций и производительность.

Точность в первую очередь определяет технологические возможности ШУ, зависит от типа применяемых опор (см. табл. 3.1). Наиболее

3.1. Основные характеристики шпиндельных опор

Тип опор шпинделя	Нагрузочная способность N/D , кВт/мм	Параметры точности, мкм		Быстроходность Dn , мм·мин ⁻¹	Жесткость $J_{\max} \cdot 10^{-4}$, Н/мм	Демпфирование $\xi_{\max}$, Н·с/мм
		Биеение	Шероховатость			
Качения	$\leq 0,75$ $\leq 0,25$	$> 0,5$ $> 2,0$	$Ra \geq 0,1$ $Ra \geq 0,5$	$2,5 \cdot 10^6$ $4 \cdot 10^5$	12 250	5,0
Гидростатические	$\leq 0,8$	$> 0,1$	$Rz \geq 0,05$	$2,0 \cdot 10^6$	50	10^4
Гидродинамические	$\leq 0,5$	$> 1,0$ (0,5)	$Ra \geq 0,05$	от $2 \cdot 10^4$ до $1 \cdot 10^6$	40	10^4
Газостатические	$\leq 0,4$	$> 0,05$	$Rz \geq 0,005$	$5 \cdot 10^6$	20	10^2
Магнитные	$\leq 0,5$	$> 0,05$	$Rz \geq 0,005$	$3 \cdot 10^6$	100*	10^2

* Характеристики могут быть увеличены путем регулирования параметров системы управления опорами.

Примечание. Для опор качения в верхней строке указаны значения параметров прецизионных высокоскоростных шпиндельных шарикоподшипников, в нижней — для остальных.

полно и достоверно точность оценивают по параметрам траекторий движения опорных точек [22] шпинделя, расположенных на его переднем конце (на установочных базах шпинделя, определяющих положение приспособления с заготовкой или инструмента) в соответствии с целевым назначением ШУ [23] (рис. 3.1, а, б). Для вероятностной оценки поведения узла исследуют статистические характеристики параметров пространственных траекторий опорных точек (рис. 3.1, в), которые являются результатом накопления отдельных реализаций. Отклонения реальных траекторий связаны с деформированием шпинделя под действи-

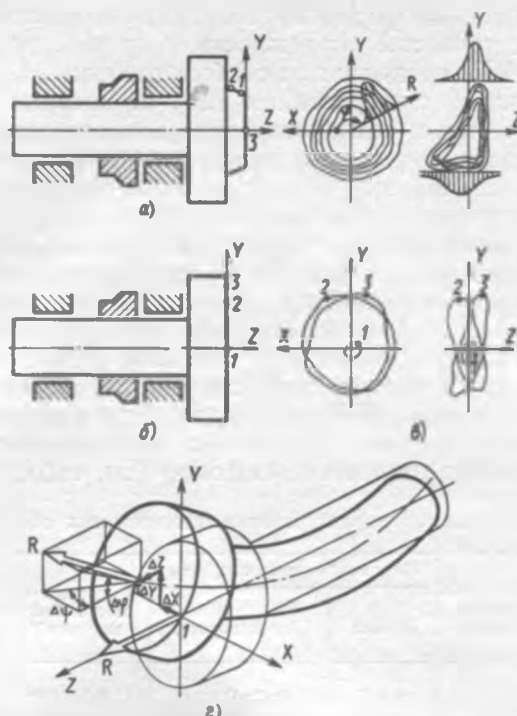


Рис. 3.1. Оценка точности ШУ:

a, б — опорные точки шпинделя соответственно для конической и плоской установочных баз; *в* — реализации траекторий опорных точек; *г* — характеристический вектор R и его координаты

ем всего комплекса внешних и внутренних факторов и проявляются как случайные функции, так как вызывающие их факторы также случайны. Анализ траекторий позволяет выявить точностные характеристики шпинделя и их реакции на воздействие практически каждого из действующих факторов.

Удобным способом оценки точности ШУ является изучение поведения в пространстве характеристического вектора R (рис. 3.1, *г*). Начало вектора находится в опорной точке на пересечении оси шпинделя с плоскостью установочной базы переднего конца шпинделя. Характеристический вектор R является интегральным показателем имеющихся погрешностей в положениях шпинделя и позволяет оценивать все погрешности, связанные с погрешностями опор, деформацией тела шпинделя, со смещением шпинделя в пространстве под действием динамических и тепловых процессов и другими причинами (см. т. 1, п. 2.2).

Действующей нормативной документацией для станков общего назначения регламентированы стандартные значения радиального и осевого биений (а для ШУ, совершающих вращательно-поступательные движения, дополнительно регламентированы прямолинейность перемещения в зависимости от класса точности станка). Для специальных станков точность вращения переднего конца шпинделя предварительно выбирают в зависимости от требуемой точности обработки (как треть от суммы допусков на регламентированные параметры точности готового изделия).

Равномерность вращения шпинделя (его кинематическая точность) определяется постоянством частоты вращения привода и зависит от уг-

ловой жесткости цепи привода. Чем короче цепь, тем, как правило, выше угловая жесткость.

Быстроходность определяет, во-первых, технологические возможности сверхскоростной обработки, во-вторых, производительность. В качестве показателя быстроходности ШУ принято произведение диаметра D передней шейки шпинделя на наибольшую частоту вращения n . Быстроходность ШУ в основном зависит от типа опор (см. табл. 3.1) и смазочного материала.

Надежность. Для ШУ важно обеспечение высокой параметрической надежности, т. е. сохранение первоначальной точности во времени. Главные причины снижения параметрической надежности — тепловые процессы, скорость которых соизмерима с продолжительностью обработки заготовки на станке, и износ, характерный для опор качения и гидродинамических опор.

Основными показателями для оценки параметрической надежности ШУ служат вероятность безотказной работы $P(t)$ и запас надежности K_n для каждого из регламентируемых параметров точности ШУ, а также ресурс по точности T_p (см. т. 1, гл. 9).

Ресурс подшипников зависит от качества их изготовления, монтажа и условий эксплуатации. Ресурс подшипников качения обусловлен потерей точности в связи с изнашиванием. Общепринятой методики их расчета на износ не существует. Расчет на долговечность по выносливости носит условный характер, так как выход подшипников из строя из-за усталостного разрушения наблюдают всего в 10—15% случаев. Ресурс гидро- и аэростатических, а также магнитных подшипников неограничен при правильной их эксплуатации вследствие отсутствия их изнашивания. В гидродинамических подшипниках изнашивание возможно только в режимах пуска и останова.

Жесткость. Статическая жесткость ШУ $j = F/\delta$, где F — сила, приложенная к переднему концу шпинделя; δ — прогиб переднего конца шпинделя. Это весьма удобная характеристика, так как она определяет величину упругих деформаций шпинделя под нагрузкой и зависит от типа опор и размеров шпинделя. Существенное влияние на жесткость ШУ оказывает вылет a шпинделя, поэтому при проектировании всегда необходимо стремиться к его уменьшению.

Жесткость ШУ зависит от межопорного расстояния b . При воздействии радиальной нагрузки, приложенной к переднему концу шпинделя, эта зависимость $\lambda = b/a$ имеет экстремальный характер (рис. 3.2),

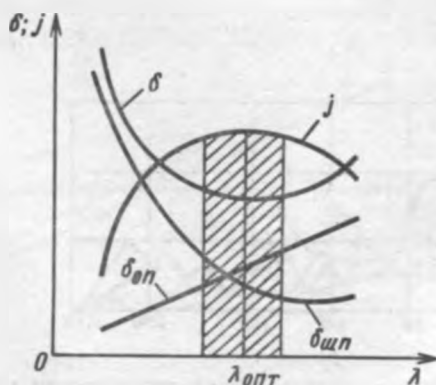


Рис. 3.2. Зона оптимальных значений относительного межопорного расстояния λ

так же как и смещение δ переднего конца шпинделя, являющееся суммой смещения $\delta_{шп}$ от прогиба шпинделя и смещения $\delta_{оп}$ опор. Из графиков следует, что существует оптимальное значение $\lambda_{опт}$, при котором податливость δ переднего конца шпинделя минимальна. Вблизи значения $\lambda_{опт}$ подъем кривой δ незначителен и при изменении значения λ в пределах $\pm(0,15 \dots 0,20) \lambda_{опт}$ смещение δ незначительно отличается от минимального.

Баланс упругих смещений на переднем конце шпинделя для ШУ с разными опорами таков: деформации передней опоры составляют 40—50%, задней — 2—3%, деформации консольной части шпинделя — 15—20% и межопорной части — 30—40%.

Единых норм для назначения жесткости ШУ не существует, однако, исходя из обеспечения нормальной работы подшипников, жесткость межопорной части шпинделя принимают 250—500 Н/мм [29] (большие значения — для станков повышенной точности), что определяет диаметр межопорной части $d > (0,05 \dots 0,1)b$. Жесткость ШУ можно также определять, исходя из требований к точности обработки. При этом смещение δ переднего конца шпинделя ограничивают: $\delta \leq \Sigma \delta_n / 3$, где $\Sigma \delta_n$ — сумма допусков на изделие.

Динамические характеристики. ШУ должен иметь высокую виброустойчивость для обеспечения качества и производительности обработ-

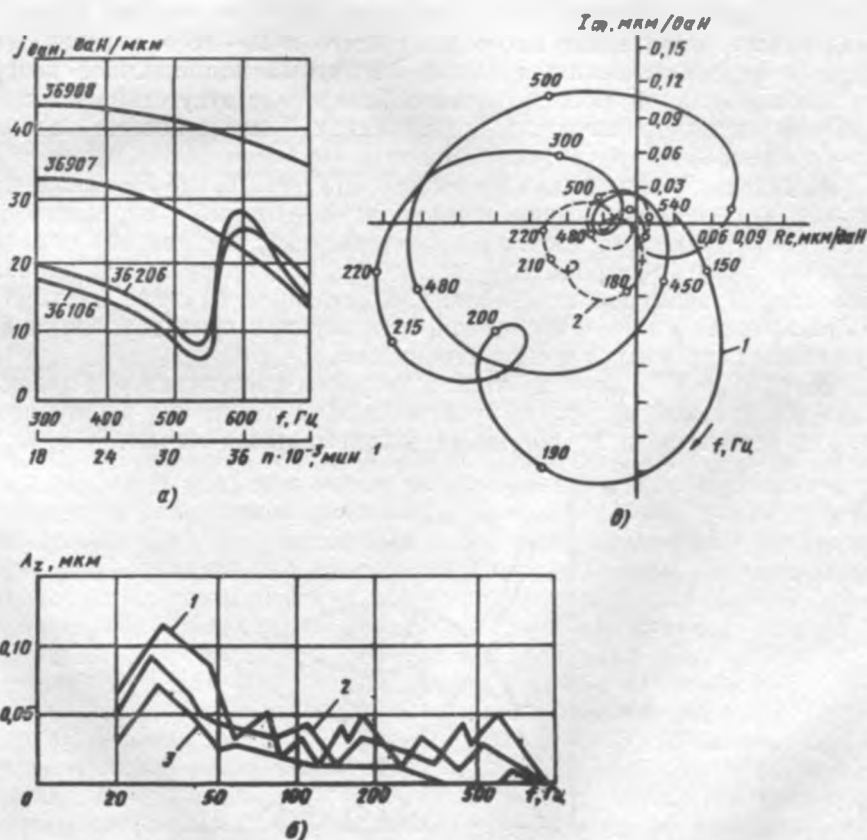


Рис. 3.3. Выбор элементов ШУ по динамическим характеристикам:

а — конструкции подшипника качения по динамической жесткости; б — типа привода по АЧХ: 1 — мембранно-торсионный; 2 — азотурбинный; 3 — инерционный; в — типа опор по АФЧХ: 1 — качения (сплошная линия); 2 — гидростатические (штриховая линия)

ки, а также стойкости инструмента. Динамические характеристики для оценки качества ШУ включают в себя частоты собственных колебаний, АЧХ, АФЧХ, динамическую жесткость, формы колебаний на собственных частотах, коэффициенты демпфирования (или декременты затухания). Эти характеристики, являясь показателями динамического качества ШУ, достаточно точно определяют амплитуды колебаний переднего конца шпинделя. Они особенно наглядны при сравнении вариантов конструкций.

Анализ зависимости динамической жесткости $j_{дин}$ от частоты вращения (рис. 3.3, а) позволяет правильно выбрать конструкцию подшипника (например, достижение высоких частот вращения 36 000—40 000 мин⁻¹ без существенного снижения динамической жесткости возможно только при применении подшипников серии 36908 [27]). Сравнение АЧХ ШУ с различными приводами вращения шпинделя (рис. 3.3, б) позволяет выбрать конструкцию привода, обеспечивающую наи-

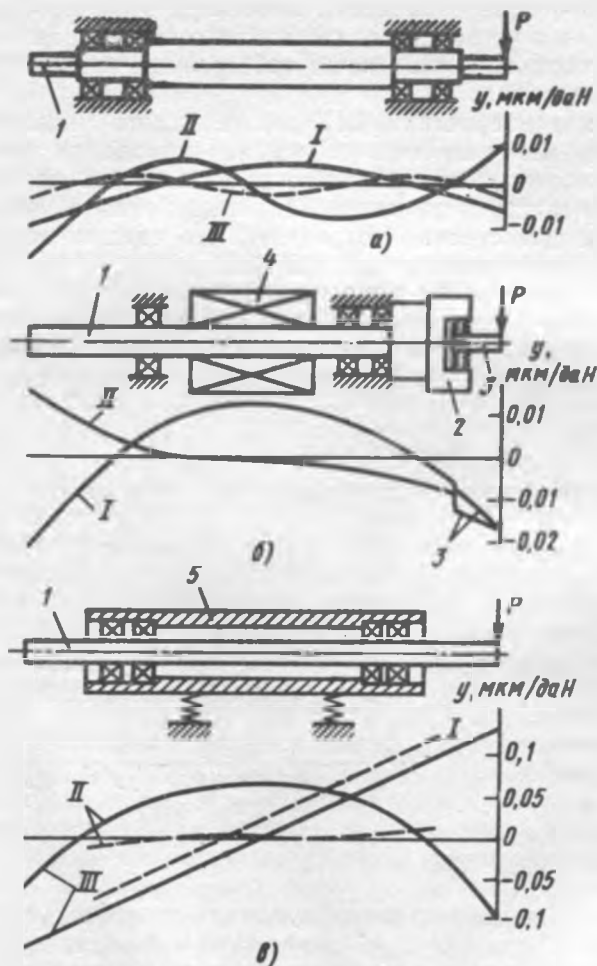


Рис. 3.4. Выбор конструкции ШУ по формам колебаний на I, II, III собственных частотах:

а — узел в коробчатом корпусе; б — мотор-шпиндель в коробчатом корпусе; в — узел в гильзовом корпусе; 1 — шпиндель; 2 — патрон; 3 — оправка; 4 — ротор; 5 — гильзовый корпус

меньшие амплитуды A , колебаний во всем диапазоне частот. Сравнение АФЧХ ШУ с различными типами опор (рис. 3.3, в) дает возможность выбрать опоры, обеспечивающие допустимые амплитуды колебаний во всем частотном диапазоне.

Формы колебаний (рис. 3.4) и их анализ позволяют наглядно представить характер деформирования основных элементов ШУ. Формы колебаний дают также представление о размере колебаний по всей длине шпинделя, что важно для правильного конструирования ШУ, в частности для размещения масс на шпинделе.

Низшие собственные частоты колебаний — важные характеристики ШУ, так как практически невозможна работа в резонансной зоне с частотой вращения, близкой к собственной частоте f_c (в интервале $\pm 20\% f_c$).

Большинство ШУ работает в дорезонансной зоне (с частотой вращения меньшей, чем первая собственная частота); некоторые высокоскоростные ШУ — в зарезонансной зоне (при этом необходимо применение специальных устройств для безопасного перехода через резонанс при разгоне и торможении). Расчет собственных частот при проектировании ШУ обязателен.

Тепловые характеристики. ШУ должен иметь минимальные тепловыделения, так как тепловые смещения шпинделя непосредственно влияют на точность и параметрическую надежность процесса обработки и на работоспособность опор. Тепловыделение с увеличением частоты вращения существенно возрастает, что сдерживает интенсификацию режимов обработки (см. т. 1, гл. 7).

Основным показателем тепловых процессов в ШУ являются тепловые смещения переднего конца шпинделя (рис. 3.5, а) и поворот его оси. Для их оценки используют выходные параметры точности Δx , Δy , Δz , $\Delta \phi$, $\Delta \psi$ (см. рис. 3.1, г). Энергетические потери в опорах и темпера-

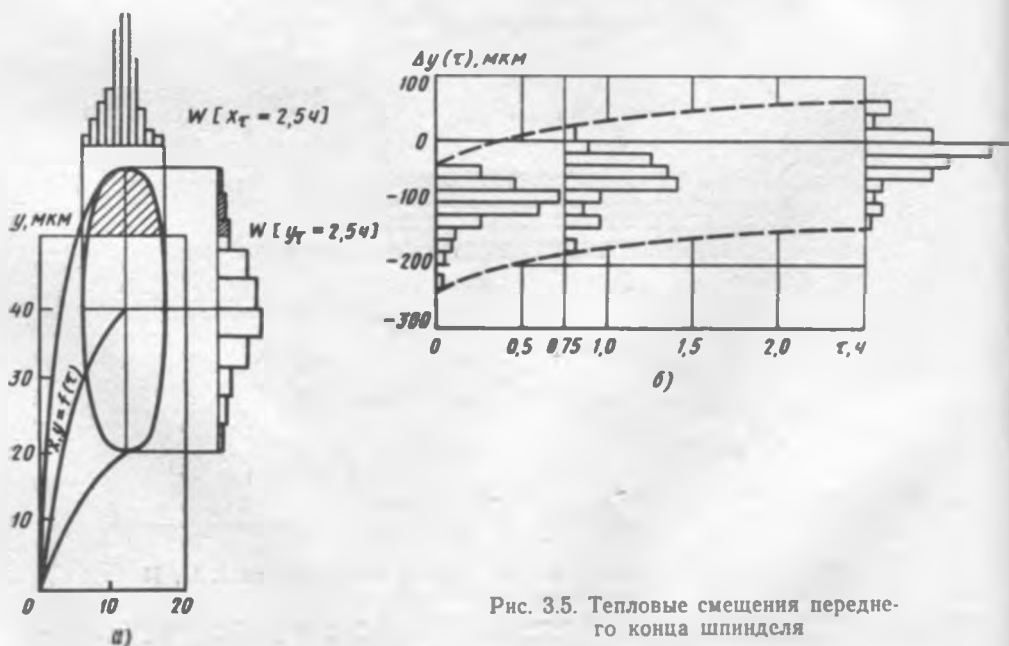


Рис. 3.5. Тепловые смещения переднего конца шпинделя

тура в характерных тепловых точках являются промежуточными величинами, и их используют при сравнении вариантов конструкций. Тепловые точки располагаются в наиболее и наименее нагретых местах ШУ. В опорах качения преобладает теплопередача и точки с наибольшей температурой располагаются на наружном кольце подшипника. В опорах скольжения преобладает конвективный перенос теплоты и аналогичные точки находятся в местах слива смазывающей жидкости из опоры. Наименее нагретые точки находятся в местах стыков передней и задней стенок корпуса (гильзы) со станиной (корпусом). Пример расположения характерных тепловых точек 1—4 в ШУ токарного станка показан на рис. 3.15.

Тепловые характеристики ШУ зависят от многих факторов и имеют случайный характер. На рис. 3.5, б показано изменение во времени смещения Δy переднего конца шпинделя токарно-винторезного станка с ЧПУ в вертикальной плоскости (от направляющих) и рассеяние этого параметра через 2,5 ч у 100 станков этой модели при постоянном режиме разогрева ШУ $n=1600$ мин⁻¹.

При проектировании ШУ следует учитывать характер изменения тепловыделения при разгоне, так как в его начале возможен резкий разогрев опор при замедленном разогреве корпуса, что может привести к заклиниванию и даже разрушению опор. Тепловыделение вызывает изменение других характеристик опор (коэффициента демпфирования вследствие разжижения масла, жесткости при изменении зазора — натяга и др.).

Помимо перечисленных требований должно быть обеспечено точное, надежное, быстрое и автоматическое закрепление инструмента или обрабатываемой заготовки в шпинделе станка. При выполнении всех перечисленных выше требований ШУ должны иметь высокую технологичность изготовления, сборки, отладки и эксплуатации, а также возможно низкую себестоимость.

3.2. Проектирование шпиндельных узлов

Этапы проектирования ШУ: формулирование основных и дополнительных требований, предъявляемых к ШУ, и составление технического задания; выбор основных размеров шпинделя, типа и конструкции опор; расчет и оптимизация их параметров и характеристик; конструирование ШУ; оформление конструкторской документации.

Формулирование основных требований к ШУ и составление технического задания. Совокупность критериев работоспособности ШУ определяет основные размеры шпинделя, тип и конструкцию опор.

Диапазоны режимов нагружения, определяющих нагрузочную способность и быстроходность, и требования к точности целесообразно устанавливать по совокупности деталей, для обработки которых предназначен проектируемый станок. Известны [25] три способа выбора исходных данных.

1. Первичную информацию получают из операционных карт механической обработки деталей в виде значений припусков, подач, скоростей, положений инструмента и масс деталей для каждого технологического перехода совокупности деталей, предназначенных для обработки на проектируемом станке; этот способ наиболее достоверен.

2. Исходную информацию задают в виде законов (или гистограмм) распределения варьируемых факторов (рис. 3.6, а, б), этот способ при-

меняют для универсальных станков, когда при проектировании новой модели практически мало меняется номенклатура обрабатываемых деталей.

3. Исходной информацией являются чертежи деталей-представителей и технологические карты с режимами их обработки. Этот способ применяют, когда отсутствует априорная информация о совокупности деталей, для обработки которых предназначен проектируемый станок.

Требования к точности устанавливают также по результатам статистического анализа. Лимитирующими являются наиболее жесткие допуски на изготовление детали. На рис. 3.6 показан пример нормиро-

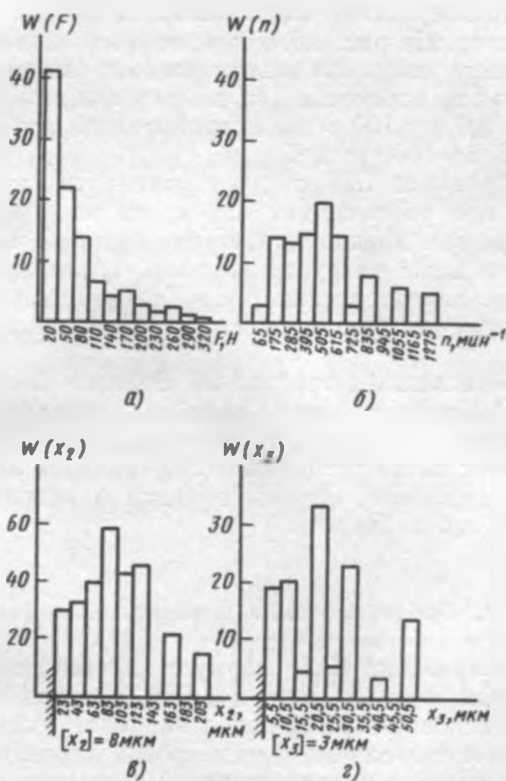


Рис. 3.6. Примеры опытных распределений факторов, учитываемых при проектировании ШУ:

а — силы резания; б — частоты вращения; в — требований по допустимому биению; г — требований по круглости

вания для показателей x_2 точности взаимного расположения поверхностей (биения) (рис. 3.6, в) и x_3 точности формы (отклонения от круглости) (рис. 3.6, г). Регламентировать точность ШУ нужно с учетом той доли, которую вносит ШУ в суммарную погрешность обработки. В формировании показателей точности взаимного расположения поверхностей и точности формы доля ШУ составляет соответственно 0,5—0,8 и 0,6—0,9 [10] в общем балансе точности станка.

Этот этап заканчивается окончательным формулированием технического задания.

Выбор рациональных значений основных размеров шпинделя. Границы областей допустимых значений диаметра D передней шейки шпин-

деля и расстояния b между опорами (рис. 3.7) определяются [16] конструктивными ($d_0 + 2t_{\min} \leq D < D_1$; $b_{\min} \leq b \leq b_{\max}$) и критериальными ($D_j \leq D \leq D_0$; $D \leq (D_n)_{\text{пред}}/n_{\max}$; $b \geq b_\Delta$) ограничениями.

Конструкционные ограничения: минимальное значение D определяется диаметром d_0 отверстия шпинделя и минимально допустимым значением толщины t стенки шпинделя под передним радиальным подшипником; максимальное значение D — диаметром D_1 последней ступе-

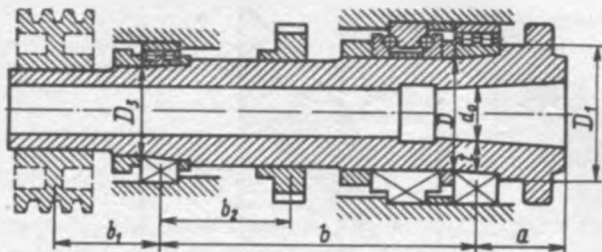


Рис. 3.7. Схема шпиндельного узла

ни переднего конца шпинделя. Уточняющим обстоятельством при выборе D является нормализованный ряд значений диаметров. Нижнее ограничение $b_{\min}$, накладываемое на расстояние между опорами, определяется условиями расположения приводного элемента (размерами b_1 или b_2) или каких-либо других устройств, а верхнее $b_{\max}$ — общей длиной узла.

Критериальные ограничения: нижнее значение D определяется допустимой жесткостью (D_j — наименьший диаметр передней шейки, необходимый для обеспечения заданной жесткости узла); верхнее — наибольшей частотой вращения [$(D/n)_{\text{пред}}$ — показатель быстроходности подшипников, $n_{\max}$ — наибольшая частота вращения шпинделя] и наибольшей температурой (D_0 — наибольший диаметр, назначаемый из условия допустимой температуры ϑ подшипника). Значения D_j и D_0 рассчитывают [7]. Критериальные ограничения на b четко не выражены, однако с уменьшением b существенно возрастает передача биения подшипников на передний конец шпинделя, и по этому критерию вводится соответствующее ограничение b_Δ .

Приблизленно $b_\Delta = 2,5a$, где a — вылет консольной части шпинделя (определяется в основном размерами передней опоры и способом крепления приспособления или инструмента). Его назначают на основании зависимости для определения радиального биения переднего конца двухопорного шпинделя [7]:

$$\Delta = \Delta_n + (a/b) (\Delta_n + \Delta_z),$$

где Δ_n и Δ_z — радиальное биение соответственно переднего и заднего подшипников.

Значение b_Δ может быть определено также, если известны допустимое значение $[\Delta]$ для данного станка и значения Δ_n и Δ_z . Зависимость биения подшипников качения от диаметра приблизительно принимают линейной [16]: $\Delta_n = C_1 + C_2 D$, для широко распространенных двухрядных роликовых подшипников серии 3182100 4-го класса точности $C_1 = 2,2 \cdot 10^{-3}$ мм, $C_2 = 2,7 \cdot 10^{-5}$. Если в передней и задней опорах установлены подшипники одного класса точности, то, принимая $\Delta_n \approx \Delta_z$, имеем:

$$\Delta = (C_1 + C_2 D) (1 + 2a/b). \quad (3.1)$$

На рис. 3.8 показано построение области допустимых значений (заштрихована) основных размеров D и b по критериальным ограничениям для шпинделя универсального токарного станка [16] с двухрядными радиальными подшипниками и частотой вращения $n_{\max}=2500$ мин⁻¹. Область ограничена слева кривой 1 допустимой жесткости узла (приня-

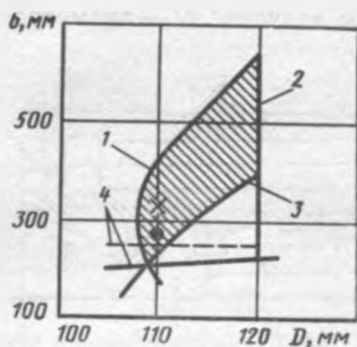


Рис. 3.8. Область допустимых значений главных размеров шпинделя токарного станка

то $j=40 \times 10^4$ Н/мм), справа — прямой 2 допустимой быстроходности подшипника $(Dn)_{\text{пред}}$ и кривой 3 допустимой температуры подшипника, а снизу прямыми 4 — величиной $[\Delta]$. Штриховая линия 4 получена при расчете по формуле $b_{\Delta}=2,5a$, а сплошная — при расчете по формуле (3.1). Точкой обозначено оптимальное значение b по условию наибольшей жесткости, крестиком — фактическое значение расстояния b , принятое в конструкции.

Выбор типа и конструкции опор осуществляется с учетом всей совокупности требований, предъявляемых к ШУ, и возможностей опор по нагрузочной способности, точности, быстроходности, жесткости, демпфирующей способности, тепловым потерям, ресурсу и др. Для каждого типа опор существует область предельных значений этих показателей (см. табл. 3.1) и рациональная область их применения.

Последующий выбор конструкции опор позволяет в более полной мере удовлетворить предъявляемые к ШУ требования; например, в опорах качения — максимум жесткости (табл. 3.2 и 3.3), в гидростатических опорах — минимум тепловыделения (см. рис. 3.35).

Математические модели ШУ составляют для описания характеристик и параметров узла и опор. Для динамических и тепловых процессов целесообразно иметь самостоятельные модели, но при этом учитывающие корреляционные связи между процессами. Модели, описы-

3.2. Радиальная жесткость на переднем конце шпинделя с опорами качения

Тип подшипника передней опоры	Радиальная жесткость $j \cdot 10^{-4}$, Н/мм, при диаметре шейки шпинделя, мм					
	55	70	90	120	160	200
Двухрядный роликовый	20—25	25—30	40—45	70—80	110—120	130—140
Три радиально-упорных шариковых	12—14	16—18	25—27	38—40	50—60	60—70

3.3. Жесткость шпиндельных узлов с опорами качения

Тип подшипников передней опоры	Диаметры передней опоры d_0/D , мм	Жесткость $j \cdot 10^{-4}$, Н/мм	
		радиальная	осевая
Три радиально-упорных шариковых легкой серии с углом контакта 25°	80/140	17,5	39,0
То же сверхлегкой серии	90/125	20,0	40,0
То же сверхлегкой серии с углом контакта 15°	90/125	22,8	16,0
Однорядный канонический	80/140	18,2	15,0
Двухрядный роликовый цилиндрический и упорно-радиальный	80/125	22,0	96,0

Примечание. В числителе d_0 — внутренний диаметр передней опоры, в знаменателе D — наружный диаметр передней опоры.

вающие поведение ШУ и опор при динамических и тепловых процессах, представлены в п. 3.3—3.8. Для прогнозирования ресурса требуется своя модель процесса изнашивания опор.

Оптимальное проектирование ШУ. Основное требование, предъявляемое к ШУ,— высокая выходная точность. Производительность при этом является критериальным ограничением. Поэтому основной целью оптимизации конструкции ШУ является минимизация смещений переднего конца шпинделя, определяющих параметры точности $x_1, \dots, x_i$ обрабатываемых на станке деталей: точности размера, точности взаимного расположения поверхностей, точности формы, волнистости и шероховатости. Оптимальное проектирование ШУ тем самым подразумевает поиск параметров $Y_1, \dots, Y_n$ шпинделя и его опор, прямо или косвенно, но в наилучшей мере удовлетворяющих минимальным значениям выходных параметров точности $x_1, \dots, x_i$, которые и являются решающими расчетными параметрами.

Задачи оптимизации реальных систем шпиндель—опоры или шпиндель—опоры—корпус, как правило, не только многопараметрические, но и многокритериальные. Даже если математическое описание конструкции и область изменения варьируемых параметров ШУ $Y_1, \dots, Y_n$ известны, то формирование целевой функции (обобщенного критерия качества) $\Phi(Y_1, \dots, Y_n)$ представляет собой серьезную проблему.

Когда решающими расчетными параметрами являются выходные параметры точности ШУ, то в качестве целевой функции при однокритериальной оптимизации принимается один (важнейший) из заданных выходных параметров точности шпинделя $x_1, \dots, x_i$, а при многокритериальной оптимизации — вектор $X_{\text{опт}}$, определяемый совокупностью заданных выходных параметров точности $x_1, \dots, x_i$ шпинделя и описываемый функцией соответствующих перемещений опорных точек шпинделя (см. рис. 3.1). Именно вектор $X_{\text{опт}}$ является глобальным критерием оптимизации ШУ по точности [24].

В тех случаях, когда для определения динамического качества узла используют частотные характеристики (АФЧХ и АЧХ), целевой функцией при однокритериальной оптимизации является радиус-вектор $A_i(f)$ (для АФЧХ) или вектор (для АЧХ), лежащий в заданном интервале частот f , соответствующем определенному выходному параметру точности. При многокритериальной оптимизации по частотным характеристикам целевой функцией является вектор $X_{\text{опт}}$, определяемый совокупностью подлежащих минимизации радиус-векторов (или векторов).

Частными (локальными) критериями оптимизации ШУ являются

отдельные выходные параметры точности; векторы частотных характеристик для фиксированных частот или узких интервалов частот; параметры шпинделя или его опор, влияющие на выходные параметры точности. С учетом математических моделей, описывающих динамические и тепловые процессы в ШУ, такими критериями являются масса, демпфирование и жесткость, с изменением которых изменяются амплитуды перемещений опорных точек шпинделя; быстродействие, характеризующее скорость возврата шпинделя к устойчивым значениям выходных параметров точности; энергетические потери в опорах, избыточные температуры и расход смазочной жидкости, прямо связанные с тепловыми смещениями шпинделя, и, следовательно, точность размера.

Система целевых функций при многокритериальной и однокритериальной оптимизации вытекает из изложенных выше соображений. Система переменных параметров $Y_1, \dots, Y_n$ и их оптимизируемых характеристик для опор различных типов представлена в табл. 3.4.

3.4. Оптимизируемые параметры и характеристики (критерии оптимизации) шпиндельных узлов

Критерий оптимизации	Тип опоры			
	Качения	Гидродинамическая	Гидростатическая	Газостатическая
Параметры точности узла	λ, a δ, n, μ, Q	λ, a Δ, B, L, t μ, n	λ, a Δ, L, l_0, l_k, t $\mu, p_n, n, R_{др}$	λ, a Δ, L $p_n, R_{др}$
Векторы частотных характеристик	λ, a δ	λ, a Δ, B, L μ, n	λ, a Δ, L, l_0, l_k $\mu, p_n, n, R_{др}$	λ, a Δ, L $p_n, R_{др}$
Жесткость	λ, a	λ Δ, B, L	λ Δ, l_0, l_k, L $p_n, R_{др}$	λ Δ, L $p_n, R_{др}$
Демпфирование	—	Δ, B, L μ	Δ, l_0, l_k, L μ	—
Энергетические потери	δ, n, μ, Q	Δ, B, L, t μ, n	$\Delta l_0, l_k, t$ μ, p_n, n	Δ n
Избыточная температура	δ, n, μ, Q, A_k	Δ, B, L, t, A_k μ, n	Δ, l_0, l_k, t, A_k μ, p_n, n	Δ n
Расход смазочного материала	—	Δ, B μ, p_n	Δ, l_0 μ, p_n	Δ, L p_n
Быстродействие	—	—	$\mu, p_n, R_{др}$	—
Масса	λ, a	λ, Δ	λ, Δ	λ, Δ

Обозначения: a — вылет консольной части шпинделя; λ — относительное межопорное расстояние; δ — зазор-натяг в опорах качения; L — длина опоры; B — ширина вкладыша; Δ — зазор в опоре скольжения; t — глубина кармана; l_0 и l_k — размеры перемычек, ограничивающих карманы; A_k — площадь теплоотдачи опоры; $R_{др}$ — сопротивление дросселя; μ — динамическая вязкость смазочной жидкости; Q — расход смазочной жидкости; p_n — давление источника питания; n — частота вращения шпинделя (обозначения см. на рис. 3.14, 3.27, 3.37, 3.42).

В качестве ограничений, вводимых в расчет и формулируемых в виде неравенств или равенств, принимаются максимально или минимально допустимые значения нескольких параметров или характеристик шпинделя и его опор. Например, при оптимизации ШУ по жесткости ограничениями являются параметры, определяющие его демпфирование, и наоборот. При оптимизации тепловых характеристик ШУ ограничениями являются параметры, определяющие его динамические качества, а при оптимизации динамических характеристик ограничивают потери на трение в опорах, избыточную температуру, расход смазочной жидкости. При оптимизации по выходным параметрам точности в качестве критериальных ограничений можно принимать неоптимизируемые параметры точности. В ряде случаев при оптимизации ШУ с опорами скольжения в качестве критериальных ограничений целесообразно принимать обобщенные характеристики (число Рейнольдса для высокоскоростных гидростатических опор, число Зоммерфельда для гидродинамических опор и т. п.).

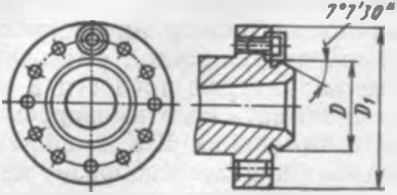
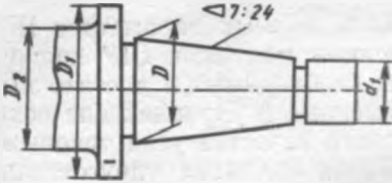
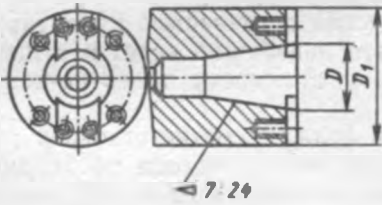
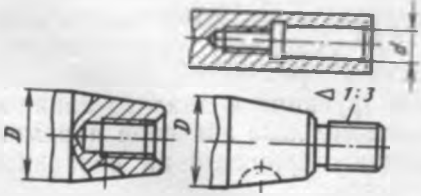
Математическая модель при поиске оптимальных параметров ШУ занимает центральное место. Математическими моделями ШУ при оптимизации их параметров служат системы необходимых и достаточных выражений, связывающих различные переменные и управляющие поведением узла. При оптимизации динамического качества узла таковыми являются уравнения, описывающие колебания балки на упруговязких опорах. Для оптимизации тепловых характеристик может быть принята любая тепловая модель ШУ, описывающая смещения и поворот переднего конца шпинделя. Во всех случаях необходимо, чтобы при выборе модели точность прогноза была соотнесена с точностью проектируемого узла и не превышала ее, так как это неизбежно ведет к существенному удорожанию этапа оптимизации и стоимости проектно-конструкторских работ в целом.

Метод оптимизации (см. т. 1, гл. 5) должен соответствовать расчетной области и принятому критерию. При выборе метода необходимо учитывать характер целевой функции, вид области допустимых значений, поведение ограничений, чувствительность целевой функции по отношению к отдельным изменениям варьируемых параметров узла, необходимость включения критерия эффективности и сходимости поиска. При многокритериальной оптимизации ШУ сложность задачи состоит в отсутствии аналитического выражения для целевой функции в гиперпространстве варьируемых параметров системы шпиндель — опоры. Некоторые критерии находятся в противоречии друг с другом, что затрудняет корректную постановку многокритериальной задачи до выполнения численного эксперимента на ЭВМ.

Представленная система выбора критериев оптимизации, оптимизируемых параметров и характеристик ШУ позволяет выработать целевую функцию с учетом назначения узла и примененного типа опор. По результатам поиска оптимума целевой функции и анализа влияния на нее различных факторов выбирают оптимальные значения параметров ШУ и корректируют исходный вариант, принятый на начальной стадии проектирования.

Конструирование ШУ включает в себя составление исходной компоновки, получаемой на основе выбора основных размеров узла, типа и конструкции опор, расчета и оптимизации параметров узла и дальнейшее развитие исходной компоновки до уровня полного соответствия техническому заданию с определением конструкторских решений всех основных частей ШУ.

3.5. Передние концы шпинделей

Конструктивное исполнение	Присоединительные размеры	Применение в станках
	ГОСТ 12595—85 $D=54 \dots 584$ мм $D_1=70 \dots 648$ мм Конус Морзе № 4...6 Конус метрический 80... ...120	Токарных, токарно-револьверных, токарных много-резцовых, шлифовальных и др.
	ГОСТ 24644—81 $D=30 \dots 80$ мм $d_1=17,4 \dots 140$ мм $D_1=50 \dots 350$ мм $D_2=36 \dots 305$ мм	Фрезерных, сверлильных, расточных и многоцелевых
	ГОСТ 24644—81 $D=30 \dots 70$ мм $D_1=50 \dots 320$ мм	Фрезерных
Конус Морзе 	ГОСТ 24644—81 Конус Морзе № 1...6 Конус метрический 80... ...160 $D=25 \dots 320$ мм	Сверлильных и расточных
	ГОСТ 10681—72 $d=8 \dots 80$ мм $D=12 \dots 260$ мм	Шлифовальных

Примечание. Концы шпинделей фланцевые типа Кэмлокк — по ГОСТ 26651—85; концы инструментальных шпинделей зуборезных станков — по ГОСТ 17548—83.

Конструкция ШУ зависит от типа, размера, класса точности станка и принятых режимов нагружения. Конструкцию ШУ определяют кон-тип и конструкция опор, тип приводного элемента, уплотнения и т. д. фигурация переднего конца шпинделя и его внутренних поверхностей.

Конфигурация переднего конца шпинделя зависит от способа крепления инструмента или заготовки, для чего, как правило, применяют стандартные приспособления — передние концы шпинделей у большинства типов станков стандартизованы (табл. 3.5). Центрирование осуществляется конусами Морзе, 7/24 или 1/3 и зависит от типа станка и степени автоматизации процесса смены инструмента или приспособления. Применяют также специальные приспособления для автоматизированной смены инструмента (см. гл. 7).

Конфигурация внутренних поверхностей определяется конструкцией встраиваемого в шпиндель зажимного устройства, наличием отверстия для подачи пруткового материала, а также технологией изготовления шпинделя (например, если финишную обработку шпинделя осуществляют в центрах, то на концах требуются конуса для технологических пробок).

Опоры шпинделей. В ШУ станков для обеспечения высоких нагрузочной способности, точности, быстроходности, надежности, жесткости, виброустойчивости, минимальных тепловыделений, как правило, применяют подшипники специальной конструкции (качения, гидростатические, гидродинамические, газостатические и магнитные). Их основные характеристики приведены в табл. 3.1, а конструкции и расчет даны в п. 3.4—3.8.

Способы смазывания во многом определяют надежность работы ШУ. Для подшипников качения применяют различные смазочные материалы, чаще других — минеральные масла (см. гл. 11). Ниже даны рекомендации применения методов смазывания в зависимости от параметра $(Dn)_{\max}$:

Метод смазывания:	$(Dn)_{\max} \cdot 10^{-8}$, мм·мин ⁻¹
разбрызгиванием	2,2—3,2
циркуляционное	4,2—6
капельное	2,8—4
масляным туманом	5,5—8
под давлением	7,5—10
погружением	5,5—8

Примечание. Меньшие значения для подшипников тяжелых серий, большие — для подшипников особо легких серий.

При смазывании разбрызгиванием масло в подшипники подается либо непосредственно от зубчатых колес, либо от специального распределителя. Масло загрязняется продуктами изнашивания зубчатых колес. Для обеспечения нормального смазывания ограничивают минимальную частоту вращения шпинделя.

Циркуляционное смазывание обеспечивает необходимый расход масла по условиям теплоотвода и надежно охлаждает ШУ. Обычно система циркуляционного смазывания общая для ШУ и коробки скоростей, отдельные системы применяют для высокоскоростных ШУ.

При капельном смазывании масло в подшипники подается независимо от других элементов в количестве 2—4 капли в 1 мин (1—100 г/ч), что существенно снижает тепловыделение. Необходимо предотвращать попадание в подшипники масла из коробки скоростей.

Смазывание масляным туманом применяют в высокоскоростных ШУ. Этот способ обеспечивает постоянное, равномерное смазывание и интенсивное охлаждение подшипника сжатым воздухом. При этом избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует попаданию в него пыли и грязи извне.

Проточное смазывание с регламентированным дозированием применяют для высокоскоростных нагруженных ШУ. Масло под давлением периодически впрыскивают через сопла специальных дозаторов в зазор между сепаратором и кольцом подшипника. Этим преодолевается воздушный барьер, создаваемый подшипником при высоких скоростях.

Смазывание погружением применяют редко в неответственных ШУ.

Консистентные смазочные материалы применяют в ШУ с относительно низкими частотами вращения. Они особенно удобны для ШУ, расположенных вертикально или наклонно. Избыток смазочного материала, закладываемого в подшипник, приводит к повышению температуры и вытеканию смазочного материала, недостаточное количество — к быстрой потере работоспособности.

Систему подачи масла в гидростатические опоры отличают надежная и тонкая фильтрация, наличие блокировок, исключающих вращение шпинделя до достижения заданного давления в системе, отсутствие манометров между дросселем и карманом, наличие ресивера. Типовая схема питания представлена на рис. 3.9.

Система подачи масла в гидродинамические опоры весьма проста и должна обеспечивать подачу масла в количестве, компенсирующем его потери через уплотнения.

В системе смазывания газостатических опор обязательно между пневмосетью и рабочим зазором подшипников должны быть устрой-

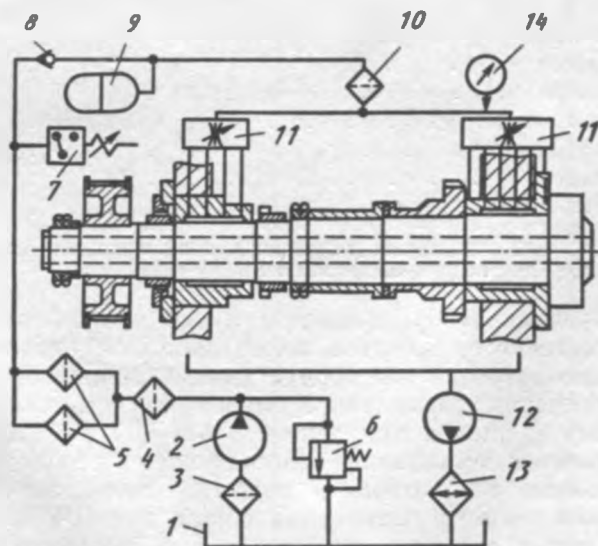


Рис. 3.9. Система питания гидростатических подшипников:

1 — бак; 2 — насос; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — магнитный фильтр; 5 — фильтры тонкой очистки; 6 — напорный золотник; 7 — реле давления; 8 — обратный клапан; 9 — гидравкумулятор; 10 — фильтр тонкой очистки; 11 — дроссели; 12 — насос; 13 — теплообменник; 14 — манометр

ство очистки воздуха, пневморедуктор, пневмораспределитель, дроссели (жиклеры).

Уплотнения ШУ предназначены, во-первых, для защиты подшипников от проникновения в них пыли, грязи и охлаждающей жидкости, во-вторых, для предотвращения вытекания смазочной жидкости из подшипников. Контактные уплотнения в виде различных манжет (рис. 3.10, а—э) применяют в низкоскоростных ШУ. Они достаточно надежны, но увеличивают тепловыделение и быстро изнашиваются.

Кроме стандартных манжетных уплотнений (рис. 3.10, а, б) применяют манжеты с улучшенными свойствами. На рис. 3.10, в показана манжета с уменьшенным контактным давлением за счет улучшенного профиля. Уплотняющая кромка шириной $b=0,5\ldots 1$ мм выполнена со стороны низкого давления под углом $\alpha=10\ldots 15^\circ$ и примыкает к губе, расположенной под углом $\beta\approx 45^\circ$ к оси вала. При высоком давлении губа деформируется так, что кромка контактирует с шейкой вала по всей ширине b . Вследствие этого контактное давление в зоне трения меньше, чем у манжет с обычным профилем, и долговечность манжеты возрастает. Для повышения жесткости толщина h губы выполняется в отношении $1/18$ к диаметру вала, что обеспечивает сохранение надежного контакта между кромкой и валом.

Манжетные уплотнения, армированные металлическим каркасом в виде уголка с плоскими торцами полок (рис. 3.10, а), обычно выходят из строя вследствие отрыва эластомера от торца радиальной полки под действием сил в процессе работы. Для устранения этого недостатка торец радиальной полки 3 (рис. 3.10, г) выполняют по криволинейной поверхности 2, расположенной под углом 15° к оси манжеты. Поверхность 2 начинается от осевого выступа 1 (высотой 0,1—0,4 и шириной 0,4—2 мм). Такая конфигурация торца полки способствует также лучшему сцеплению эластомера с каркасом при формовке манжеты.

Конструкция манжетного уплотнения, показанная на рис. 3.10, д, отличается способом герметизации металлического каркаса 4 в расточке корпуса. На средней части наружной поверхности каркаса выполнена кольцевая канавка 2, соединенная несколькими отверстиями 3 с внутренней поверхностью 1 каркаса. При формовке губы 5 манжеты кольцевую канавку, соединительные отверстия и внутреннюю поверхность каркаса заливают эластомером. Наружный диаметр эластомера в канавке 2 превышает наружный диаметр каркаса на 0,2 мм, что компенсирует возможные погрешности изготовления каркаса и обеспечивает надежную герметизацию в расточке корпуса.

Манжету без металлического корпуса и каркаса (рис. 3.10, е) с уплотняющей кромкой на внутренней поверхности формуют из эластомера. При этом образуется глухая кольцевая канавка, отделяющая наружную часть манжеты от внутренней. После монтажа манжеты в расточке корпуса в эту канавку устанавливают опорное металлическое кольцо 2, а затем упругое разрезное кольцо 3 и металлическую браслетную пружину 1. Кольцо 3 прижимает наружную часть манжеты к поверхности расточки корпуса, обеспечивая герметизацию манжеты в расточке. Такая конструкция упрощает изготовление манжеты и позволяет снизить требования к точности изготовления расточки в корпусе.

Неармированная манжета с фиксирующим буртиком (рис. 3.10, ж) отличается технологичностью изготовления. Ее закрепляют между деталями цилиндрической обоймы, вставляемой в расточку корпуса.

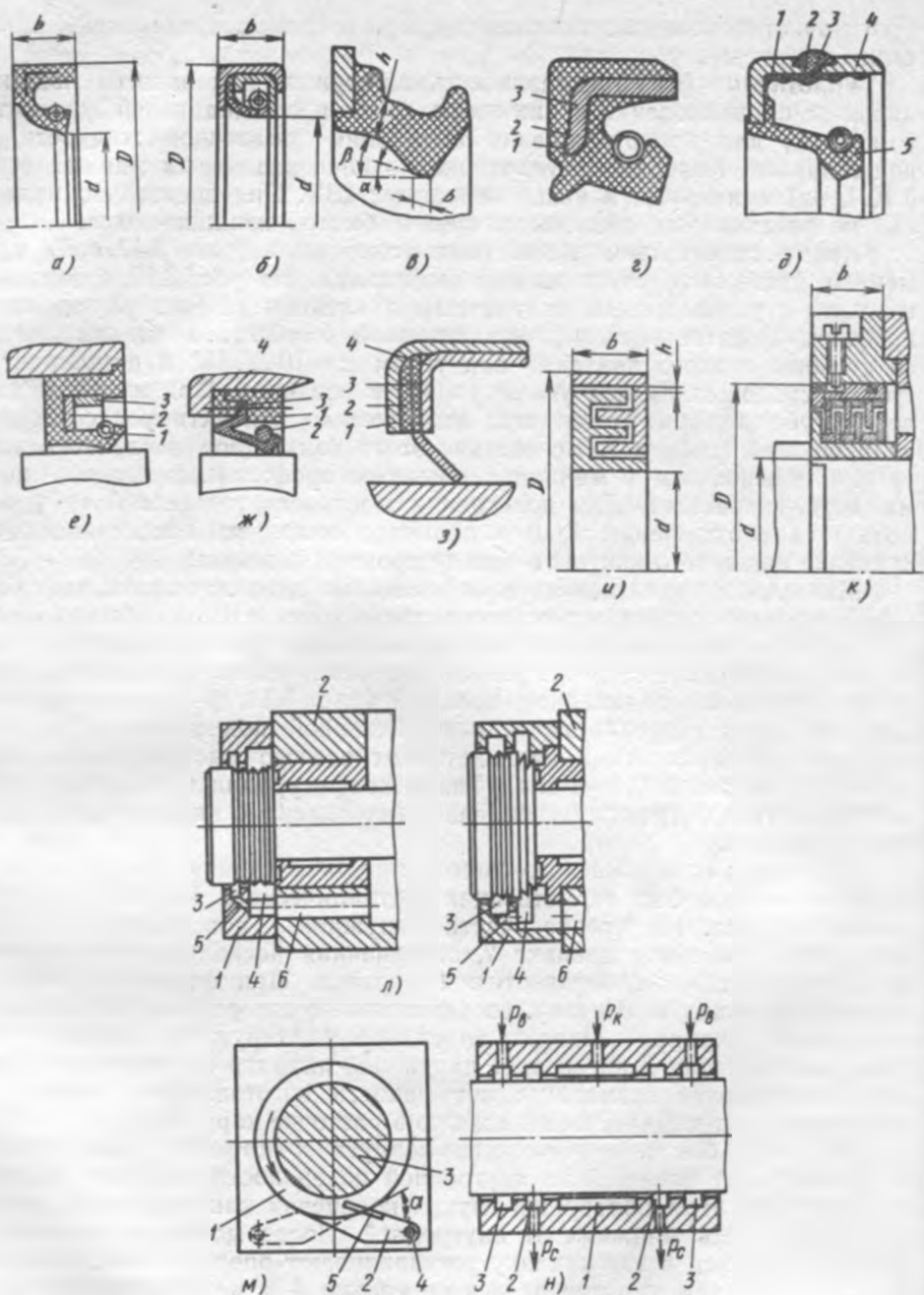


Рис. 3.10. Уплотнения ШУ:

a — манжетное резиновое уплотнение с пружиной; *б* — манжетное кожаное уплотнение с пружиной; *в* — манжета с уменьшенным контактным давлением; *г* — манжета с улучшенным сцеплением эластомера с каркасом; *д* — герметизация каркаса манжеты в расточке корпуса; *е* — манжета без металлического корпуса и каркаса; *ж* — неармированная манжета с фиксирующим буртиком; *з* — манжета с гидродинамическими выступами; *и* — бесконтактное лабиринтное уплотнение; *к* — бесконтактное лабиринтное дисковое уплотнение; *л* — «маслоотбойная резьба»; *м* — пружинный отсекающий; *н* — воздушное уплотнение; *D, d, b, h* — основные размеры уплотнений

Манжета имеет кольцевой фиксирующий буртик 3, входящий в соответствующую кольцевую проточку между половинами 1 и 4 цилиндрической обоймы, изготовляемой из эластомера повышенной жесткости. Цилиндрическую обойму вместе с манжетой вставляют в кольцевую расточку корпуса. Резиновое кольцо 2 дополнительно прижимает губу манжеты к валу.

Манжета с гидродинамическими выступами (рис. 3.10, з) имеет два металлических Г-образных каркаса 1 и 4, между радиальными полками которых зажата манжета 3 из политетрафторэтилена с уплотнительной резиновой шайбой 2. До установки в корпус манжета представляет собой диск, расположенный перпендикулярно к оси вала. Внутренняя поверхность манжеты имеет форму розетки с несколькими дугообразными выступами.

Бесконтактные уплотнения (рис. 3.10, и—н) благодаря существенно меньшему тепловыделению применяют в высокоскоростных ШУ. Их надежную работу обеспечивают лабиринтные зазоры при $h = 0,3 \dots 0,6$ мм (рис. 3.10, и, к). В ШУ, работающих в загрязненных условиях, лабиринт заполняют твердым смазочным материалом. Применяют также так называемую маслоотбойную резьбу, представляющую собой неглубокие кольцевые проточки с треугольным профилем (рис. 3.10, л). Во фланце 1 и корпусе 2 размещают полости 3, 4 и каналы 5, 6 для отвода жидкого смазочного материала (смазочной жидкости) от подшипников.

В гидростатических опорах при больших расходах смазочной жидкости в уплотнениях применяют плужковые отсекатели (рис. 3.10, м) для улучшения отвода масла из кольцевой полости 1. Карман 2 заполнен в виде камеры, вытянутой в сторону вращения шпинделя 3, и образует с кольцевой полостью угол α , вершина которого направлена навстречу увлекаемому шпинделем потоку масла. При торможении потока давление в глубине кармана 2 повышается и масло сливается через отверстие 4 в корпусе. В кольцевой полости 1 давление понижается, в результате чего предотвращается вытекание масла наружу. Планка 5 отсекает поток смазочной жидкости.

При высокой запыленности, а также при применении гидростатических и гидродинамических опор используют дополнительные воздушные уплотнения (рис. 3.10, н). Карманы 1 и дренажные канавки 2 окружены канавкой 3, соединенной с источником сжатого воздуха (пневмосетью). Давление p_a в канавке 3 должно быть несколько больше, чем давление p_c слива в канавке 2.

Элементы крепления. На шпинделе закрепляют опоры, приводные элементы (шестерни, шкивы, муфты) и некоторые другие детали.

Для ШУ станков нормальной точности применяют корончатые гайки (рис. 3.11, а, б), в первом случае (рис. 3.11, а) устанавливают гайку (ГОСТ 11871—80) и лепестковую шайбу (ГОСТ 11872—80), во втором (рис. 3.11, б) — гайку и контргайку (ГОСТ 11871—80). Применение таких гаек даже класса А (при том, что обеспечено единство технологических баз при нарезании резьбы и базовых шеек шпинделя) не может обеспечить отклонение от перпендикулярности торца менее 0,03 мм, что приводит к перекосу подшипника при монтаже [29]. Поэтому для прецизионных ШУ применяют специальные конструкции гаек (рис. 3.11, в, г), имеющие промежуточный самоустанавливающийся элемент. Резьбу на шейках шпинделя следует нарезать после термообработки при тех же технологических базах, что и для опор-

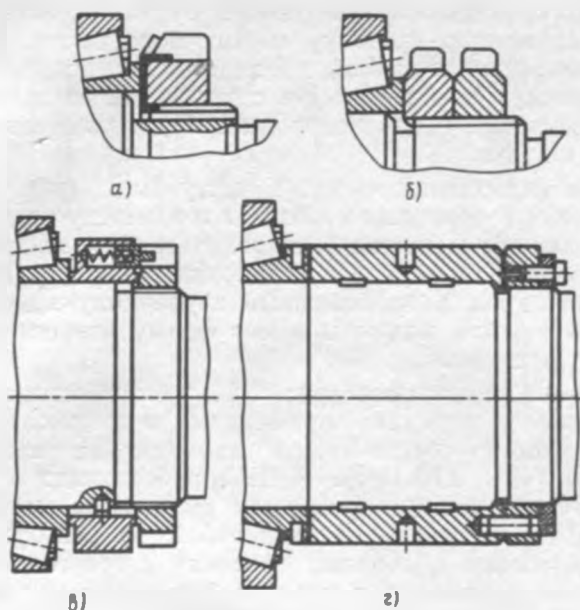


Рис. 3.11. Гайки:

а — корончатая с лепестковой шайбой; б — корончатая гайка и контргайка; в, г — с промежуточным самоустанавливающимся элементом

ных шеек. Для этого перед термообработкой резьбовые шейки покрывают слоем меди.

Шпонки применяют для передачи крутящего момента через неподвижно закрепленные на шпинделе детали. Предпочтение отдают сегментным шпонкам, которые создают в соединении меньше напряжения, чем призматические, и не требуют ручной подгонки. На прецизионных шпинделях устанавливают две диаметрально расположенные шпонки, что приводит к более равномерному распределению напряжений на шпинделе и более простому устранению неуравновешенности (дисбаланса).

Шлицевые соединения применяют для передачи момента через подвижные детали. Дисбаланс подвижных деталей необходимо устранять в собранном состоянии.

Привод вращения шпинделя — ответственный элемент ШУ, так как является основным источником возмущающих воздействий, которые оказывают доминирующее влияние на амплитуду основной формы относительных колебаний инструмента и заготовки. Поэтому к приводу вращения предъявляют два требования: он должен передавать крутящий момент во всем установленном диапазоне режимов нагружения и при этом обеспечивать минимальные перемещения переднего конца шпинделя. С повышением прецизионности крутящий момент уменьшается, а точностные требования возрастают.

При проектировании ШУ можно пользоваться сравнительными характеристиками приводов различных типов, приведенными в табл. 3.6. Эти характеристики получены на прецизионном ШУ с гидростатическими опорами (которые практически не являются источниками возмущений) для станков средних размеров (диаметр передней шейки шпинделя 100 мм). Схема передачи крутящего момента от

3.6. Точностные характеристики элементов приводов

Элемент привода	Наибольшее значение амплитуды колебаний, мкм		Отклонение от круглости мкм	Параметр шероховатости, мкм
	радиальных	осевых		
Зубчатая передача	1,420	1,220	0,8—2,5	$Ra=0,250 \dots 0,800$
Ремень:				
клиновой	0,580	0,480	0,5—1,3	$Ra=0,170 \dots 0,420$
поликлиновой	0,590	0,460	0,4—1,3	$Ra=0,100 \dots 0,260$
плоский	0,380	0,280	0,3—0,8	$Ra=0,025 \dots 0,160$
плоскозубчатый	0,400	0,320	0,2—0,9	$Ra=0,035 \dots 0,140$
сегментный	0,400	0,300	0,2—0,9	$Ra=0,030 \dots 0,120$
клиновой*	0,540	0,600	0,3—1,2	$Ra=0,150 \dots 0,380$
поликлиновой*	0,570	0,680	0,3—1,0	$Ra=0,100 \dots 0,240$
Муфта:				
упругопальцевая	0,230	0,240	0,3—1,0	$Ra=0,055 \dots 0,120$
сильфонная	0,180	0,270	0,3—0,8	$Ra=0,045 \dots 0,080$
магнитная	0,270	0,220	0,2—0,9	$Ra=0,040 \dots 0,065$
гидростатическая	0,200	0,170	0,2—0,9	$Ra=0,045 \dots 0,070$
аэростатическая	0,160	0,210	0,2—0,7	$Ra=0,030 \dots 0,055$
Мембранно-торсионный	0,150	0,120	0,1—0,6	$Rz=0,060 \dots 0,100$
Турбина:				
масляная	0,120	0,100	0,1—0,6	$Rz=0,050 \dots 0,100$
воздушная	0,100	0,090	0,2—0,6	$Rz=0,020 \dots 0,080$
Инерционный	0,060	0,050	0,05—0,4	$Rz=0,020 \dots 0,080$

* Для передач с двумя дугами контакта.

вибронизолированного электродвигателя на шпиндель была во всех случаях идентичной. Значения приведенных характеристик меняются при изменении типа опор и габаритных размеров ШУ. Значения характеристик целесообразно уточнить при исследовании опытного образца станка или ШУ.

Зубчатая передача передает практически неограниченный крутящий момент. В ней возникают большие радиальные силы, ее применяют до скорости 20 м/с в станках классов точности Н и П (редко В), она является весьма сильным источником колебаний и шума.

Ременные передачи часто применяют в приводах ШУ, что обусловлено простотой их конструкции, надежностью, большими передаваемыми крутящими моментами, высокими окружными скоростями (до 40 м/с), а также способностью в определенной степени демпфировать возмущающие воздействия двигателя. Однако эти возмущения демпфируются не полностью, особенно на высоких частотах вращения, а в некоторых случаях ременная передача сама является источником возбуждений.

Наиболее существенное влияние на точность ШУ оказывает тип ремня. В табл. 3.6 приведены данные для передач клиновым, плоским, поликлиновым, плоскозубчатым ремнями, ремнем с полукруглым профилем зубьев, а также для клиновой и поликлиновой ременных передач с двумя дугами контакта на ведомом шкиве 1 (рис. 3.12, а), разгружающих шпиндель от сил натяжения ветвей ремня. Лучшие результаты по точности формы и параметрам шероховатости обработанной поверхности достигаются при использовании плоскоременной передачи: максимальные значения амплитуд колебаний переднего конца шпинделя (как в радиальном, так и в осевом направлениях) в 1,4—

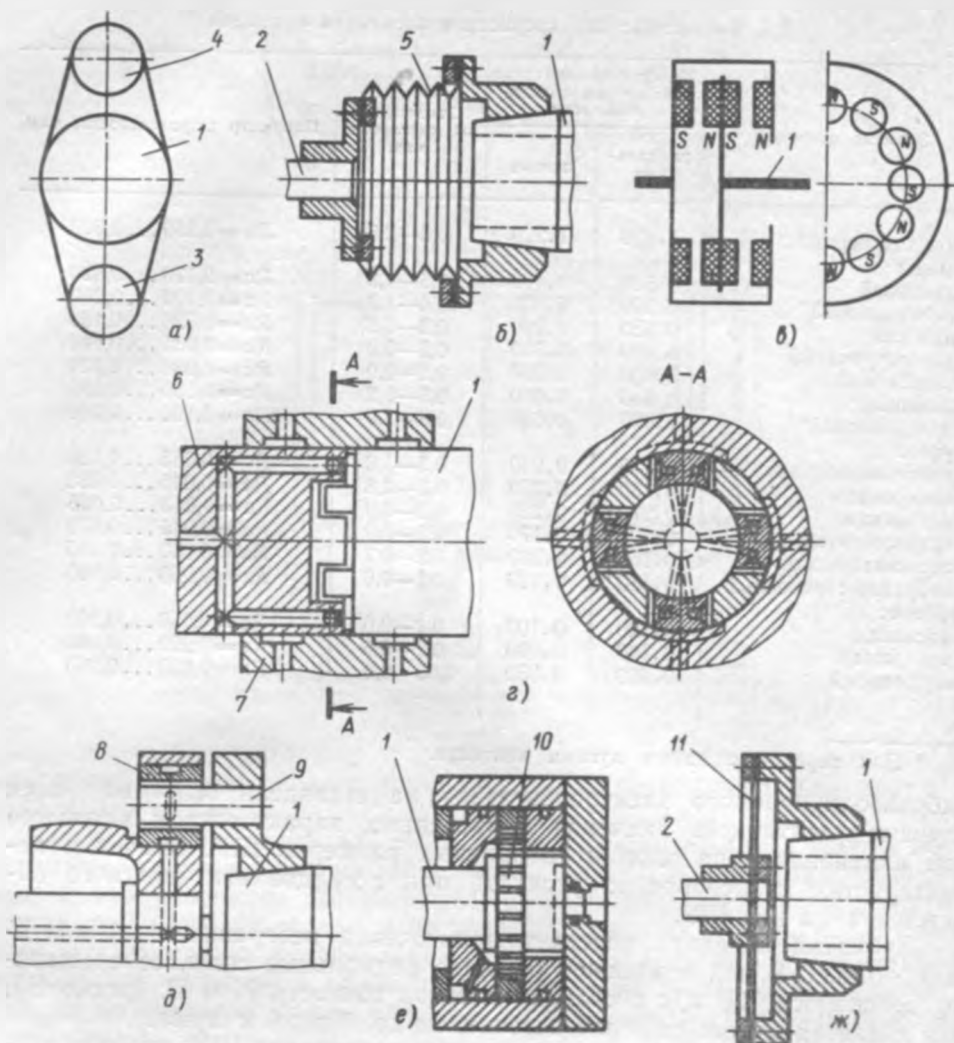


Рис. 3.12. Элементы привода ШУ:

1 — ведомый шкив; 2 — приводной вал; 3 — двигатель; 4 — натяжной ролик; 5 — сальфон; 6 — муфта; 7 — корпус; 8 — втулка; 9 — палец; 10 — турбина; 11 — мембрана

1,8 раз ниже при частоте 20—1000 Гц, чем у передач клиновым и поликлиновым ремнями.

В связи с достаточно высокой жесткостью ветвей ременной передачи в продольном направлении высокочастотные колебания от двигателя воздействуют на шпиндель. Для клиноременной передачи частота этих колебаний в радиальном направлении составляет 220—300 Гц, для плоскоременной (из-за большей жесткости вследствие большего натяжения) — 300—450 Гц. Оптимальное натяжение для плоскоременной передачи равно 3 МПа (при снижении или увеличении этого значения возрастает амплитуда соответственно низко- или высокочастотных колебаний).

Хорошими показателями обладают плоскозубчатые и сегментные ремни; при этом передача зубчатым ремнем с полукруглым профилем

имеет относительно лучшие динамические характеристики, так как энергия удара, возникающего при вхождении каждого зуба в зацепление со шкивом, у нее меньше. АЧХ зубчатых ремней схожи с АЧХ плоских ремней, и только в высокочастотной области спектра (при $f \geq 500$ Гц) проявляется влияние частоты зацепления зубьев, увеличивающее среднее значение амплитуды в 1,2—1,6 раза.

АЧХ поликлиновых и клиновых ремней также схожи между собой, но в зоне $f > 200$ Гц в первом случае амплитуды колебаний больше (особенно при осевых колебаниях), что обусловлено неточностями изготовления поликлинового ремня.

При использовании ременной передачи с двумя дугами контакта амплитуды радиальных колебаний на частоте вращения шпинделя благодаря его разгрузке меньше, чем при использовании клиновой передачи. В области высоких частот амплитуды (особенно осевых колебаний) увеличиваются, что обусловлено высокочастотными возмущениями, вызванными подшипниками натяжного ролика и неточностью взаимной установки дорожек ведущего и ведомого шкивов.

На амплитуды колебаний переднего конца шпинделя влияют качество ремней (разнотолщинность, неоднородность структуры, ошибки по шагу для зубчатых ремней и т. д.), а также точность изготовления шкивов и натяжных роликов. Капроновые ремни, имеющие более высокую точность, чем прорезиненные, лучше обеспечивают точностные характеристики шпинделя.

При конструировании привода ШУ следует учитывать, что применение разгруженных шкивов не только не способствует уменьшению амплитуд колебаний, но, наоборот, ухудшает выходные параметры точности. Рост амплитуд, особенно заметно проявляющийся для всех типов ремней на высоких частотах, вызван тем, что шпиндель получает дополнительные возмущения через корпус шпиндельной бабки от подшипников качения, применяемых в разгруженных шкивах. Для привода прецизионных ШУ следует применять шкивы, закрепленные непосредственно на шпинделе.

Муфты различной конструкции, применяемые в приводах, передают на шпиндель крутящий момент, не создавая при этом поперечных сил, что улучшает выходные параметры точности ШУ. К таким муфтам относятся упругопальцевая, сильфонная (рис. 3.12, б), магнитные одно- и двусторонняя (рис. 3.12, в), гидростатическая крестовая с подвижным промежуточным элементом (рис. 3.12, г) и аэростатическая пальцевая (рис. 3.12, д). Почти все муфты (кроме гидростатических) передают ограниченный крутящий момент (не более 10—20 Н·м). Ограничены и частоты их вращения (не более 2000—3000 мин⁻¹).

Упругопальцевая муфта, применяемая в приводах прецизионных ШУ, отличается от стандартной тем, что в ней имеется только один палец. Резиновые кольца могут входить в отверстие ведомой полу-муфты с натягом, с зазором или по переходной посадке, последний вариант имеет лучшие результаты. Недостатком упругопальцевой муфты является ее несбалансированность, преимуществом — отсутствие радиальных сил на ведомой полумуфте, что типично практически для всех типов муфт.

Применение в приводе сильфонной муфты (рис. 3.12, б), выполняемой обычно из фторопласта, приводит к уменьшению амплитуд как осевых, так и радиальных колебаний.

Магнитная муфта (рис. 3.12, в), применяемая в приводе шпинде-

ля, снижает амплитуды колебаний в 1,3—1,6 раза во всем диапазоне частот по сравнению с амплитудой колебаний плоскоремленной передачи. В такой муфте постоянные магниты создают вращающееся поле, которое обеспечивает синхронное вращение ведущей и ведомой полу-муфт. В зависимости от радиуса расположения магнитов, числа пар полюсов и рабочего зазора муфты могут передавать крутящий момент до 0,5 Н·м. Однако некоторые недостатки магнитных муфт (вращающееся магнитное поле, раскачивающее шпиндельную бабку, падение передаваемого момента вследствие старения магнитов, значительные осевые силы, возникающие в односторонней магнитной муфте) сдерживают их применение в приводах прецизионных станков.

Гидростатическая крестовая муфта с подвижным промежуточным элементом (рис. 3.12, г) отличается высокими демпфирующими свойствами и большим передаваемым моментом. Однако перемещения промежуточного элемента, обусловленные даже незначительными неточностями монтажа привода, являются источником колебаний на частоте, кратной частоте вращения шпинделя. При использовании такой муфты амплитуды колебаний на низких частотах ($f < 150$ Гц) выше, чем амплитуды колебаний у плоскоремленного привода, а на высоких частотах несколько ниже.

Аэростатическая муфта (рис. 3.12, д), в которой создается воздушный несущий слой в зазоре между пальцем ведущей полу-муфты и втулкой ведомой муфты, хорошо изолирует шпиндель станка от возмущающих воздействий привода. Уровень колебаний привода с аэростатической муфтой меньше, чем уровень колебаний приводов всех рассматриваемых выше типов, особенно в высокочастотной области спектра колебаний. Наименьшие амплитуды возникают при диаметральном зазоре 0,15—0,2 мм, давлении воздуха 0,3—0,6 МПа, диаметре отверстия поддува 0,4 мм, диаметре пальца 40—60 мм.

Привод масляной турбиной (рис. 3.12, е) позволяет получить высокую точность (см. табл. 3.6). Особенностью таких турбин является то, что число лопаток турбин должно быть простым (например, 17 или 19). В противном случае возникают резонансные явления при работе на высоких частотах, кратных частоте вращения, приводящие к снижению качества обработанной поверхности. Воздушная турбина обеспечивает хорошую точность, однако ее применение затруднено вследствие высокого уровня шума.

Мембранно-торсионный привод (рис. 3.12, ж) имеет характеристики, промежуточные между характеристиками муфт и инерционного привода. Крутящий момент ограничен (не более 10 Н·м), частота вращения не более 3000 мин⁻¹.

Инерционный привод, состоящий из отключаемого разгонного устройства и маховика, насаженного на шпиндель, позволяет получать наилучшие результаты. В качестве разгонного устройства обычно применяют электродвигатели. Момент инерции маховика должен быть достаточным для обеспечения требуемой частоты вращения в течение заданного времени.

Тип привода целесообразно выбирать, сравнивая области состояний выходных параметров шпинделя (определенные по АЧХ его переднего конца [25]) с заданной областью работоспособности. Область состояний сформирована совокупностью конкретных реализаций АЧХ (рис. 3.13, а). Сравнение динамического качества ШУ с приводами различных типов рационально проводить и по верхним границам областей состояний (рис. 3.13, б).

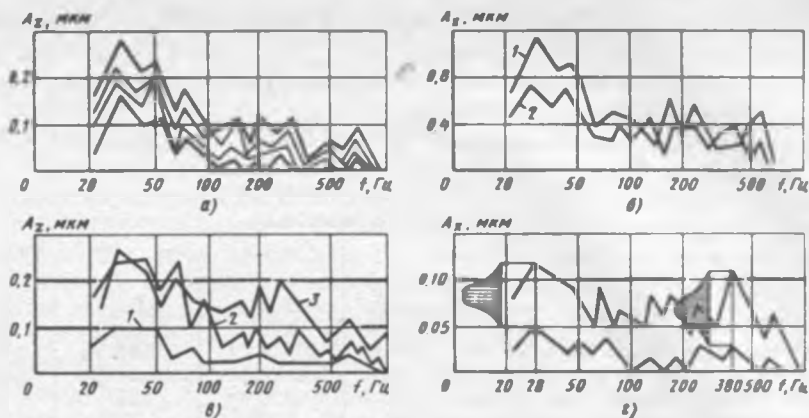


Рис. 3.13. Выбор типа привода по областям состояний АЧХ:

а — формирование области состояний совокупностью реализаций АЧХ; б — верхние границы областей состояний (радиальные колебания с амплитудой A_x) при клиноременной (1) и плоскоременной (2) передачах; в — верхние границы областей состояний (осевые колебания с амплитудой A_x) при инерционном приводе (1), приводе сильфонной муфтой (2) и приводе плоским ремнем (3); г — вероятностная оценка динамического качества привода

Например, если заданной точности обработки соответствует верхняя граница области работоспособности с предельной амплитудой осевых колебаний шпинделя 0,1 мкм (рис. 3.13, в), то этому условию полностью отвечает только инерционный привод (кривая 1) ШУ. Привод с сильфонной муфтой (кривая 2) удовлетворяет заданному условию только начиная с частоты $f \geq 115$ Гц; привод плоским ремнем (кривая 3) практически непригоден.

Если же допустимая погрешность обработки определяет границу области работоспособности значением 0,2 мкм, то и привод сильфонной муфтой пригоден за исключением частот 25—42 Гц; если допустимая погрешность обработки составляет 0,3 мкм, то любой из этих приводов удовлетворяет условиям точности.

При любой фиксированной частоте может быть установлено распределение амплитуд для всей совокупности реализаций АЧХ привода, полученных при варьировании исследуемых факторов. На рис. 3.13, г показана рассчитанная вероятность выхода области состояний по АЧХ в радиальном направлении за границу области работоспособности (0,1 мкм) для привода масляной турбиной. При частотах 28 и 380 Гц эта вероятность составляет соответственно 0,075 и 0,008.

Требования к точности. Точность ШУ изначально зависит от точности изготовления базовых поверхностей шпинделя, шпиндельных расточек корпуса и точности опор. В табл. 3.7 приведены рекомендуемые значения допусков на изготовление базовых поверхностей шпинделя, корпуса и подшипников скольжения. Рекомендации по выбору класса точности подшипников качения в зависимости от класса точности станка приведены в табл. 3.8.

Материалы и термообработка. Шпиндели станков нормальной точности изготавливают из конструкционных сталей 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой (при предварительном нагреве ТВЧ) до твердости HRC, 57. Шпиндели сложной формы изготавливают из сталей 50Х, 40ХГР с объемной закалкой до HRC, 61. Для шпинделей высокоточных станков применяют низкоуглеродистые стали 20Х, 18ХГТ, 25ХГТ, 12ХН3А, с цементацией или нитроцементацией и закалкой до твердости HRC, 63.

3.7. Точность изготовления базовых деталей

Параметр точности базовой поверхности	Тип опоры				
	Классы для станков точности		Гидродинамические	Гидростатические	Газостатические
	Н и П	В и А			

Базовые шейки шпинделя

Отклонения от: круглости	0,002	0,001	0,001	0,001	0,0016	0,002
цилиндричности	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0016	0,003
Биеение упорных буртиков относительно шеек	0,003 на диаметре 100	0,002 на диаметре 100	0,002 на диаметре 100	0,003 на диаметре 150	0,0016 на диаметре 32	0,002 на диаметре 100
Взаимное биеение буртиков	0,003 на длине 500	0,002 на длине 500	0,002 на длине 500	0,002 на длине 500	0,0016 на длине 150	0,002 на длине 300

Базовые расточки корпуса

Отклонения от: круглости и цилиндричности	0,004	0,003	0,01	0,003	0,01	0,005
параллельности	0,008 на длине 500	0,005 на длине 500	0,01 на длине 500	0,003 на длине 500	0,005 на длине 150	0,005 на длине 500

Поверхности втулок

Отклонения расточек и посадочных поверхностей от круглости и цилиндричности	—	—	0,01	0,005	0,0012	0,005
Биеение упорных буртиков относительно базовых расточек	—	—	—	0,005 на диаметре 150	0,003 на диаметре 50	0,005 на диаметре 100

Для шпинделей умеренно нагруженных высокоточных станков с целью уменьшения внутренних деформаций используют азотируемые стали 36ХМЮА, 38Х2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости НВ 880. Высокоскоростные шпиндели ШУ с газостатическими опорами изготавливают из хромистых сталей 95Х18, 40Х13.

3.8. Рекомендуемые классы точности подшипников качения для шпинделей

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников		Класс точности упорных подшипников
	Передняя опора	Задняя опора	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Втулки гидростатических подшипников изготавливают из относительно дешевых бронз БрО5Ц5С5 и им подобных, так как случайные контакты шпинделя со втулкой могут быть только в режимах пуска и останова. Отливка должна быть получена литьем под давлением или центробежным литьем, пористость на рабочих поверхностях не допускается. При надежной работе системы питания допускается изготавливать втулки из стали 40Х с последующими нормализацией и улучшением. Самоустанавливающиеся вкладыши гидродинамических подшипников выполняют либо из бронзы Бр. О10Ф0,5, либо из биметалла (на стальную основу напыляют слой бронзы толщиной 0,5—1,5 мм).

Втулки газостатических подшипников изготавливают из сплавов графитовых (углеграфит АГ-1500-Б83) или бронзовых (бронзографит МК Бр2 допрессованный непропитанный). Для ШУ с линейной скоростью рабочих шеек менее 50 м/с хорошо себя зарекомендовали фосфористые бронзы, например, Бр. ОФ6,5—0,15. Исследования материалов для газостатических подшипников показали, что использование покрытий (например, оксида алюминия) шеек шпинделя и втулок из керамики способствует предотвращению аварийных ситуаций.

3.3. Расчет шпиндельных узлов

Приближенные методы расчета применяют для оценки статической жесткости ШУ, собственной частоты колебаний шпинделя и смещений переднего конца шпинделя под действием теплоты. На прочность рассчитывают только тяжело нагруженные шпиндели.

При расчете на жесткость определяют диаметр D передней шейки шпинделя и расстояние b между опорами (рис. 3.14). Величину a консоли шпинделя регламентируют стандартные размеры его переднего конца и применяемые уплотнения, величина a должна быть возможно малой. В приближенных расчетах шпиндель заменяют балкой на двух опорах, нагруженной на консоли внешней силой F и силой F_{np} со стороны привода.

Радиальное смещение переднего конца шпинделя

$$y_x = y_{шп} + y_{оп} + y_t, \quad (3.2)$$

где $y_{шп}$ — смещение от прогиба тела шпинделя; $y_{оп}$ — смещение от податливости опор; y_t — смещение, вызванное сдвигом от действия поперечных сил, этой составляющей можно пренебречь, так как ее значение для реальных размеров шпинделей с центральным отверстием не превышает 3—6% от y_x .

Тогда суммарное смещение

$$y_x = \frac{Fa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_b} + \frac{b(1-\zeta)}{J_a} \right] + F \left\{ \frac{1}{J_1} \left[\frac{a(1-\zeta)+b}{b} \right]^2 + \frac{1}{J_2} (1-\zeta) \frac{a^3}{b^3} \right\},$$

где E — модуль упругости материала шпинделя, МПа; J_a и J_b — осевые моменты инерции сечения шпинделя соответственно на консольной час-

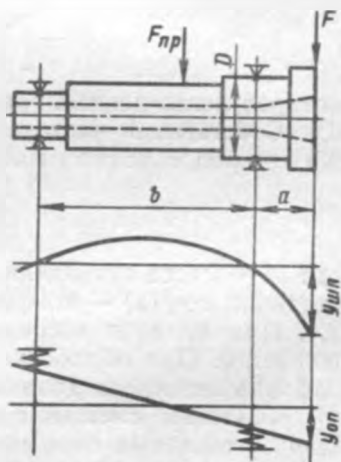


Рис. 3.14. Расчетная схема шпиндельного узла

ти и между опорами, мм⁴; j_1 и j_2 — жесткость передней и задней опор шпинделя, Н/мм; ζ — коэффициент, учитывающий наличие заземляющего момента в передней опоре, $\zeta=0,3 \dots 0,45$ для схем 1—3 (см. табл. 3.9); $\zeta=0,15 \dots 0,25$ для схем 4—5; $\zeta=0,2 \dots 0,3$ для схемы 6; $\zeta=0,1 \dots 0,2$ для схем 7—8; $\zeta=0$ для схемы 9; для гидростатических, гидродинамических и газостатических опор $\zeta=0$.

Общая податливость ШУ $C_z=1/j_z=y_z/F$, где j_z — суммарная жесткость ШУ, и в соответствии с выражением (3.2) она может быть представлена в виде:

$$C_z = \frac{1}{j_z} = \frac{a^3}{3E} \left[\frac{a}{J_b} + \frac{b(1-\zeta)}{J_a} \right] + \frac{1}{j_1} \left[\frac{a(1-\zeta)+b}{b} \right]^2 + \frac{1}{j_2} (1-\zeta) \frac{a^2}{b^2}. \quad (3.3)$$

Выражение (3.3) дает возможность при заданной жесткости выбрать основные размеры шпинделя D , a и b ; суммарную податливость рассчитывают по известным значениям F (определяемым режимами нагружения) и регламентированным значениям смещения y_z переднего конца шпинделя (определяемым нормами точности); величины J_a и J_b зависят только от диаметральных размеров шпинделя; величины ζ , j_1 и j_2 — от выбранного типа и конструкции опор.

Выбрав величины D передней шейки и a консоли с учетом имеющих место конструктивных и критериальных ограничений (см. п. 3.2), определяют величину $b_{\text{опт}}$ межопорного расстояния исходя из условия обеспечения максимальной жесткости (минимума суммарной податливости) $dC_z/d(b/a)=0$. Это соответствует решению выражения (3.3) без учета заземления в опорах ($\zeta=0$):

$$b^3 - \left[\frac{6EJ_b}{j_1} \cdot \frac{b}{a} + 6EJ_b \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} \right) \right] = 0,$$

которое легко решить графически (см. рис. 3.2).

Собственная частота колебаний шпинделя, не имеющего больших сосредоточенных масс,

$$\omega_c = k \sqrt{\frac{EJ_a}{m(1+\lambda)^2 a^2}},$$

где m — масса шпинделя, кг; $\lambda=b/a$ — относительное межопорное расстояние; $k=f(\lambda)$ — коэффициент, который при $\lambda=2,5 \dots 4$ равен 2,3—2,4. При наличии сосредоточенных масс значения ω_c получают завышенными. При обработке деталей на станке частота вынужденных колебаний шпинделя должна отличаться на 20—25% от ω_c .

Тепловые смещения переднего конца шпинделя. Приближенная оценка тепловых смещений Δx , Δy , Δz , $\Delta \varphi$, $\Delta \psi$ (см. рис. 3.1, з) переднего конца шпинделя может быть осуществлена по деформациям характерных размеров l_i ШУ:

$$l_i(\tau) = \beta l_{i0} \Delta \theta^{(i)}(\tau),$$

где β — коэффициент линейного расширения; l_{i0} — характерный размер при $\Delta \theta=0$; $\Delta \theta^{(i)}(\tau)$ — разности избыточных температур характерных тепловых точек 1—4 ШУ (рис. 3.15).

Модели для определения тепловых смещений шпинделя представляют собой функции разности температур $\Delta \theta^{(i)}(\tau)$ характерных тепловых точек, изменяющиеся во времени. Например, для ШУ станка, установленного в корпусе коробчатой формы на направляющих, модели для прогнозирования тепловых смещений выглядят следующим образом:

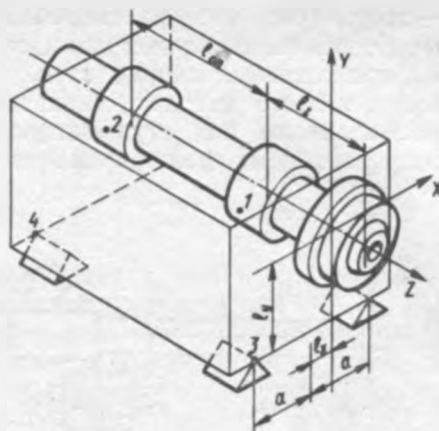


Рис. 3.15. Схема расположения характерных тепловых точек 1—4 в ШУ и размеры для приближенной оценки тепловых смещений

смещение переднего конца шпинделя в горизонтальной плоскости

$$\Delta x = \beta l_{x0} [\vartheta_1(\tau) - \vartheta_3(\tau)];$$

смещение переднего конца шпинделя в вертикальной плоскости

$$\Delta y = \beta l_{y0} [\vartheta_1(\tau) - \vartheta_3(\tau)];$$

смещение переднего конца шпинделя в направлении его оси

$$\Delta z = \beta l_{z0} [\vartheta_1(\tau) - \vartheta_2(\tau)];$$

(при наличии защемления в передней опоре $\Delta z = \beta a \vartheta_1(t)$);

поворот оси шпинделя в горизонтальной плоскости

$$\Delta \varphi = \beta \frac{l_{xx}}{b} [\vartheta_1(\tau) - \vartheta_3(\tau) - \vartheta_2(\tau) + \vartheta_4(\tau)];$$

поворот оси шпинделя в вертикальной плоскости

$$\Delta \psi = \beta \frac{l_{yy}}{b} [\vartheta_1(\tau) - \vartheta_3(\tau) - \vartheta_2(\tau) + \vartheta_4(\tau)].$$

Точность прогнозирования с использованием таких зависимостей вполне достаточна для приближенной оценки тепловых смещений шпинделя и для сравнительной оценки вариантов конструкции на стадии эскизного проектирования.

Уточненные методы расчета применяют для оценки точностных характеристик ШУ под воздействием динамических и тепловых процессов.

Характеристики точности ШУ при динамических процессах определяют путем прогнозирования амплитуд установившихся колебаний переднего конца шпинделя от гармонических силовых возмущений, вызываемых процессом резания, приводом и т. п.

При расчете динамических характеристик ШУ станков целесообразно применять численный метод начальных параметров в матричной формулировке (метод переходных матриц) [11, 19]. Этот метод позволяет связать параметры переднего конца шпинделя через переходные матрицы его сечений и участков с параметрами заднего конца шпинделя.

Систему шпиндель — опоры (рис. 3.16) рассматривают как линейно деформируемую, при этом перемещения точек шпинделя выражают в виде линейной функции сил, приложенных к шпинделю.

Основные предпосылки этого метода сводятся к следующему: шпиндель станка рассматривают как ступенчатую балку на упругих опорах с вязким демпфированием; демпфирование пропорционально

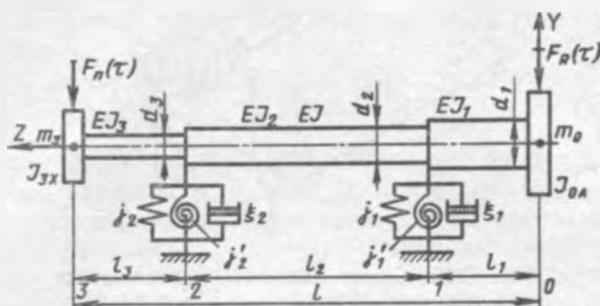


Рис. 3.16. Расчетная схема системы шпиндель—опоры

скорости колебаний балки и до значений относительного смещения шейки шпинделя в опоре $\leq 0,35$ его принимают линейным (линейная постановка задачи позволяет использовать принцип суперпозиции и последовательно определять амплитуды перемещений шпинделя при всех перечисленных выше возмущениях); установленные на шпинделе крупные детали (шкивы, зубчатые колеса, патроны, планшайбы и т. п.) представляют в виде сосредоточенных масс, имеющих массу m_k и момент инерции J_{kx} ; шпиндель разбивают на N участков, разграниченных скачкообразным изменением диаметров (моментов инерции сечений), сосредоточенной массой, опорой, внешней сосредоточенной нагрузкой, скачком распределенной нагрузки и т. п.; каждый k -й участок имеет постоянные распределенную массу m_k и жесткость при изгибе EJ_k .

Применение метода начальных параметров для расчета динамических характеристик шпинделя изложим с помощью конкретного примера ШУ, схема которого изображена на рис. 3.16. Шпиндель разбит на три участка. На его концах расположены сосредоточенные массы m_0 (патрон) и m_3 (шкив ременной передачи). На передний конец шпинделя (в нулевом сечении) действуют возмущения со стороны процесса резания — сила $F_0(t)$, на задний конец (в сечении 3) — возмущения от привода $F_3(t)$.

Обозначив в k -м сечении амплитуду перемещений, угол поворота, изгибающий момент и поперечную силу соответственно через y_k , φ_k , M_k и Q_k , выражаем дифференциальное уравнение колебаний шпинделя через параметры y_k , $\varphi_k l$, $M_k l^2 / (EJ)$, $Q_k l^3 / (EJ)$ напряженно-деформированного состояния на его концах ($EJ = EJ_k$ межопорной части шпинделя, l — длина шпинделя):

$$y_z = y_0 A_k(z) + \varphi_0 l B_k(z) + \frac{M_0 l^2}{EJ} C_k(z) + \frac{Q_0 l^3}{EJ} D_k(z).$$

Функции $A_k(z)$, $B_k(z)$, $C_k(z)$, $D_k(z)$ либо раскладывают в степенные ряды, либо выражают через табулированные функции А. Н. Крылова.

В матричной форме векторы параметров на свободных концах шпинделя (на рис. 3.16 в нулевом и третьем сечениях) без учета внеш-

ней нагрузки (для распространенного случая чистовой обработки) имеют вид:

$$Y_0 = \begin{bmatrix} y_0 \\ \Phi_0 l \\ \frac{M_0 l^2}{EJ} \\ \frac{Q_0 l^3}{EJ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_0 \\ \Phi_0 l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad Y_1 = \begin{bmatrix} y_1 \\ \Phi_1 l \\ \frac{M_1 l^2}{EJ} \\ \frac{Q_1 l^3}{EJ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 \\ \Phi_1 l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Продвигаясь от участка к участку, начиная с нулевого сечения, доходят до левого конца шпинделя.

В нулевом сечении действует сосредоточенная сила и момент инерционных сил технологической оснастки (например, патрона), амплитудные значения которых соответственно равны $m_0 \omega^2 y_0$ и $J_{0x} \Phi_0 \omega^2$.

Используя матрицу сосредоточенной массы

$$G_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\delta_0 & 1 & 0 \\ v_0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где $\delta_0 = J_{0x} \omega^2 l / (EJ)$; $v_0 = m_0 \omega^2 l^3 / (EJ)$, преобразуем параметры Y_0 при переходе через нулевое сечение.

Первый участок шпинделя имеет распределенную массу m_1 и жесткость EJ_1 . Зависимость между параметрами на его концах определяется переходной матрицей участка:

$$U_1 = \begin{bmatrix} A_1 & \beta_1 B_1 & \frac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} & \frac{\beta_1^3 D_1}{\alpha_1} \\ \frac{\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \frac{\beta_1 B_1}{\alpha_1} & \frac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} \\ \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \beta_1 B_1 \\ \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 B_1}{\beta_1^3} & \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \frac{\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 \end{bmatrix},$$

где $\alpha_1 = EJ_1 / (EJ)$; $\beta_1 = l_1 / l$; $\lambda_1^4 = m_1 l_1^4 \omega^2 / (EJ_1) = k_{1x} \omega^2$.

В опоре 1 перерезывающая сила изменяется скачком на величину реакции опоры, для которой в рассматриваемом примере учтены упругая и диссипативная составляющие реакции, а в общем случае могут быть учтены и другие составляющие (например, гидродинамическая реакция, гироскопический момент и т. д.). Этот скачок при переходе через опору учитывают умножением вектора параметров на матрицу опоры

$$R_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ (-\varepsilon_1 - f_1) & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где $\varepsilon_1 = c_1 l^3 / (EJ)$; $f_1 = i \xi_1 \omega l^2 / (EJ) = i k_{1d} \omega$; здесь c_1 и ξ_1 — соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования опоры, i — мнимая единица.

Переходя от участка к участку, доходим до заднего конца шпинде-

ля, где параметры выражены вектором Y_3 . В результате имеем матричное уравнение без учета внешней нагрузки

$$Y = \Pi Y_0, \quad (3.4)$$

где переходная матрица Π для примера, показанного на рис. 3.16, представляет собой произведение

$$\Pi = G_3 U_3 R_2 U_2 R_1 U_1 G_0,$$

где G_0 и G_3 — матрицы сосредоточенных масс в сечениях 0 и 3; U_1, U_2, U_3 — матрицы 1—3-го участков шпинделя с распределенной массой; R_1 и R_2 — матрицы линейно-упругих опор шпинделя с вязким демпфированием.

При учете внешней нагрузки в сечениях 0 и 3 уравнение (3.4) принимает вид

$$Y_3 = \Pi(Y_0 - S_0) - S_3, \quad (3.5)$$

где S_0 и S_3 — матрицы-столбцы внешней нагрузки;

$$S_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_0 l_3}{EJ} \end{bmatrix}; \quad S_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_3 l^3}{EJ} \end{bmatrix}.$$

Определение переходной матрицы Π сводится к перемножению нескольких матриц размером 4×4 . Обычно на концах шпинделя два из четырех параметров в матрицах-столбцах Y_0 и Y_3 равны нулю, что позволяет существенно рационализировать вычислительную работу за счет сохранения в переходной матрице Π только части элементов, что будет показано ниже на примерах вычисления частотной передаточной функции W .

Вычисленные значения вектора Y_0 дают возможность оценить перемещения переднего конца шпинделя. Подбором величин $c_{1,2}$ и $h_{1,2}$, входящих в матрицу опор, а также величин l_{1-3} и ω , как правило, удается минимизировать значения перемещения y_0 переднего конца шпинделя и уложиться в регламентированное значение $[y_0]$.

Из уравнения (3.5) могут быть одинаково легко получены выражения для частотных передаточных функций ШУ:

W_0 — по воздействию со стороны процесса резания (при $S_3 = 0$);

W_3 — по воздействию со стороны привода (при $S_0 = 0$).

При вычислении передаточной функции W_0 из общего уравнения (3.5) получаем $Y_3 = \Pi(Y_0 - S_0)$ или при записи в развернутом виде

$$\begin{bmatrix} y_3 \\ \varphi_3 l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ a_{31} & a_{32} & * & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & * & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_0 \\ \varphi_0 l \\ 0 \\ -\frac{F_0 l^3}{EJ} \end{bmatrix}. \quad (3.6)$$

В матрице Π из 16 элементов сохраняются только шесть, которые стоят на пересечении строк, совпадающих с нулевыми строками матрицы Y_3 , и столбцов, совпадающих с неравными нулю строками матрицы $(Y_0 - S_0)$. После этих упрощений из матричного уравнения (3.6) удает-

ся выделить два линейных уравнения относительно искомых параметров y_0 и $\Phi_0 l$:

$$\begin{aligned} a_{31}y_0 + a_{32}\Phi_0 l &= a_{34} \frac{F_0 l^3}{EJ}; \\ a_{41}y_0 + a_{42}\Phi_0 l &= a_{44} \frac{F_0 l^3}{EJ}, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где комплексные коэффициенты a_{31} , a_{32} , a_{34} , a_{41} , a_{42} , a_{44} являются функциями частоты ω , а также инерционных, диссипативных, жесткостных и геометрических параметров ШУ. Очевидно, что вычисление только части элементов матрицы Π значительно сокращает объем вычислительных работ, а также уменьшает вводимую в ЭВМ информацию. Непосредственно из (3.7) может быть получено выражение для передаточной функции W_0 системы:

$$W_0 = \frac{y_0}{F_0} = \frac{l^3}{EJ} \cdot \frac{a_{34}a_{42} - a_{32}a_{44}}{a_{31}a_{42} - a_{41}a_{32}}.$$

Аналогично определяют и вторую передаточную функцию W_3 . При $S_0=0$ из общего уравнения (3.5) получаем:

$$\begin{bmatrix} y_3 \\ \Phi_3 l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ a_{31} & a_{32} & * & * \\ a_{41} & a_{42} & * & * \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_0 \\ \Phi_0 l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_3 l^3}{EJ} \end{bmatrix}. \quad (3.8)$$

где в переходной матрице Π сохранено всего четыре элемента из 16. Из (3.8) снова находим два линейных уравнения относительно y_0 и $\Phi_0 l$:

$$\begin{aligned} a_{31}y_0 + a_{32}\Phi_0 l &= 0; \\ a_{41}y_0 + a_{42}\Phi_0 l &= \frac{F_3 l^3}{EJ}, \end{aligned}$$

а из них выражение для передаточной функции W_3 системы:

$$W_3 = \frac{y_0}{F_3} = \frac{l^3}{EJ} \cdot \frac{a_{32}}{a_{31}a_{42} - a_{41}a_{32}},$$

при этом вновь уменьшается объем вычислений.

Так как некоторые элементы матриц R_1 и R_2 являются комплексными числами, то эти матрицы при перемножении представляются состоящими каждая из двух массивов — вещественных и мнимых чисел. Для перемножения матриц используется стандартная процедура. Матрица-произведение $\Pi = L + iT$ также состоит из двух массивов L и T . Выражения для частотных передаточных функций W_0 и W_3 при составлении программы для ЭВМ преобразуются к виду

$$W = \frac{P_1 + iP_2}{P_3 + iP_4} = \frac{P_1P_3 + P_2P_4}{P_3^2 + P_4^2} + i \frac{P_2P_3 - P_1P_4}{P_3^2 + P_4^2} = \text{Re } W + i \text{Im } W. \quad (3.9)$$

Для определения P_1 и P_3 используют элементы массива L , для определения P_2 и P_4 — элементы массива T .

После разделения вещественной и мнимой частей выражения (3.9)

определяют составляющие $\text{Re } W$ и $\text{Im } W$ АФЧХ динамической системы ШУ. Алгоритм определения $\text{Re } W$ и $\text{Im } W$ показан на рис. 3.17.

Характеристики точности ШУ при тепловых процессах наиболее точно определяют с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Решение линейных тепловых задач в ШУ этим методом сводится к решению линейных систем алгебраических уравнений. Число уравнений в этих системах даже при имеющихся место некоторых упрощениях достигает несколько тысяч. Выбор и организация алгоритма решения системы уравнений при этом имеют большое значение для эффективности прогнозирования.

Характерной особенностью матриц систем уравнений, применяемых для прогнозирования тепловых смещений, является то, что они всегда симметричны, положительно определены и имеют редкую заполненность. Методы решения больших систем уравнений с редкими матрицами сводятся к использованию свойства редкой заполненности для сокращения числа арифметических операций и уменьшения времени обмена данными между оперативной и периферийной памятью ЭВМ. Поэтому применяют как прямые, так и итерационные способы решения систем линейных алгебраических уравнений с помощью метода конечных элементов.

Решение нестационарных задач теплоотдачи при применении этого метода сводится [28, 30] к решению системы линейных дифференциальных уравнений первого порядка:

$$[c] \frac{\partial \{\theta\}}{\partial \tau} + [\lambda] \{\theta\} = \{F_0\}, \quad (3.10)$$

в которых $[c]$ и $[\lambda]$ — матрицы теплоемкости и теплопроводности (размером $n \times n$, где n — порядок системы уравнений); $\{\theta\}$ — вектор неизвестных узловых значений температуры (размером n); $\{F_0\}$ — вектор тепловой нагрузки (размером n).

Систему (3.10) целесообразно решать методом конечных разностей, применяя безусловно центрально-разностную схему. Тогда при замене частной производной ее приближенным конечно-разностным аналогом

$$\partial \{\theta\} / \partial \tau \cong [\{\theta\}' - \{\theta\}] \Delta \tau^{-1}$$



Рис. 3.17. Алгоритм определения частотной передаточной функции W

система (3.10) примет вид

$$[S]_0\{\theta\}''=[U]_0\{\theta\}_0+\{F_0\}_0, \quad (3.11)$$

где $[S]_0=[\lambda]_0+[U]_0$; $[U]_0=2[c]_0/\Delta\tau$; $\{\theta\}_0$, $\{\theta\}'$ и $\{\theta\}''$ — значения вектора-столбца температуры соответственно в моменты времени τ_0 , $\tau_0+\Delta\tau$ и в искомый момент $\tau_0+\Delta\tau/2$.

Систему (3.11) решают путем пошаговых вычислений во всем интересующем проектировщика интервале времени. Для каждого последующего шага по τ матрицы $[S]_0$, $[U]_0$ и вектор $\{F_0\}_0$ определяют из условий предыдущего шага, что позволяет уточнять условия однозначности решения от шага к шагу или изменять по заданному закону значения действующих на узел факторов (например, частоту вращения шпинделя, вязкость смазочной жидкости и др.).

Для ШУ, смонтированных в гильзе, температурное поле определяют, решая осесимметричную задачу теплопередачи [28]. Температурное поле ШУ, смонтированных непосредственно в корпусе шпиндельных бабок, определяют для осесимметричной части конструкции (обычно в пределах бобышек под подшипник стенок корпуса) решением осесимметричной задачи теплопередачи, для оставшейся части конструкции — решением задачи теплопередачи для деталей коробчатой формы [30].

При определении тепловых полей ШУ правомерно не учитывать тепловое сопротивление стыков. Кроме того, справедливо пренебречь изменением температуры по толщине стенок [30], поскольку их толщина много меньше других размеров. Это дает возможность рассматривать температурное поле у каждой опоры как двумерное, что существенно сокращает время вычислений. Для опор качения допускается принимать дополнительные допущения о равном распределении теплоты между дорожками качения и о рассмотрении тел качения и сепаратора в качестве сплошного кольца, обладающего определенными теплофизическими свойствами.

После прогнозирования теплового поля ШУ переходят к вычислению полного теплового смещения шпинделя, которое в общем случае зависит от тепловых деформаций самого шпинделя и корпуса шпиндельной бабки. Собственные тепловые деформации шпинделя определяют при решении осесимметричной задачи. Величины выходных параметров точности шпинделя Δx , Δy , Δz , $\Delta\phi$, $\Delta\psi$ определяют соответственно по тепловым деформациям шпинделя и стенок бабки, в которых расположены опоры шпинделя. Каждая стенка при этом представляет собой пластину, находящуюся в плосконапряженном состоянии. Защемляющий эффект соседних стенок не учитывают.

Анализ тепловых деформаций шпинделя, проводимый с помощью МКЭ, позволяет определять изменение положения базовых поверхностей шпинделя от воздействия различных факторов (частоты вращения, температуры окружающей среды, СОЖ, подводимой смазочной жидкости и т. п.), а также изменения зазоров или натягов от температуры.

Например, результаты такого анализа приведены в [27] для осесимметричного ШУ с развитым передним фланцем (рис. 3.18), к которому прикреплена планшайба со шлифовальным кругом. Было установлено, что в зависимости от избыточной температуры и количества СОЖ базовая поверхность может быть выпуклой ($\theta_{изб} \geq 5 \dots 6^\circ\text{C}$) и вогнутой ($\theta_{изб} \leq 2 \dots 4^\circ\text{C}$).

Достоверные результаты оценки тепловых смещений шпинделя имеют место при описании выходных параметров точности Δx , Δy , Δz , $\Delta\phi$, $\Delta\psi$ (см. рис. 3.1, 2) полиномами. Исходными данными являются сово-

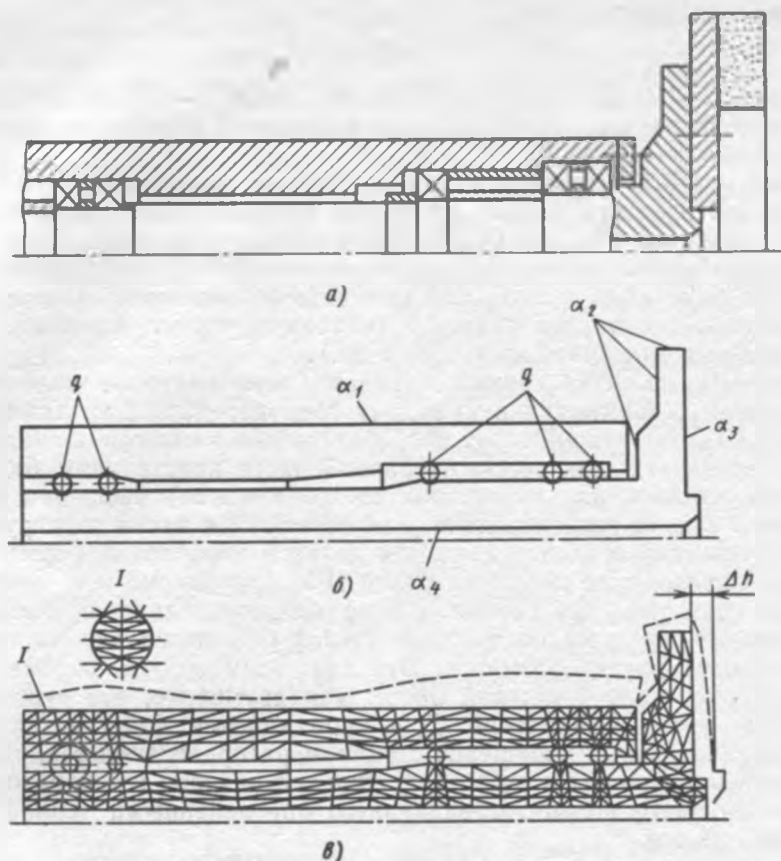


Рис. 3.18. Прогнозирование тепловых смещений шпинделя:

а — ШУ шлифовального станка; *б* — расчетная схема без планшайбы и круга; *в* — схема дискретизации на конечные элементы и контур деформированного шпинделя (q — источники тепла; α_i — коэффициенты теплоотдачи)

купности реализаций для каждого параметра точности при варьировании частоты вращения n шпинделя. На базовом станке каждая реализация фиксируется при конкретном значении n и является функцией времени.

Аппроксимацию функций и выбор коэффициентов полинома для каждого конкретного значения n производят с помощью подпрограммы аппроксимации функций с применением метода наименьших квадратов, причем коэффициенты полинома вычисляют с использованием сингулярного разложения матрицы.

Отсчет времени целесообразно производить в часах. При отсчете в минутах необходимо произвести нормирование массива T значений аргумента τ , так как в большинстве случаев значения переменной τ располагаются в интервале от 0 до 300 мин (и более), а для успешной работы подпрограммы сингулярного разложения желательно, чтобы значения массива T были расположены в пределах от $-3,5$ до $3,5$. Это связано с тем, что при оперировании со степенями достаточно больших чисел в процессе вычислений накапливаются погрешности, которые могут сильно исказить результат. Нормирование выполняют с использованием зависимости

$$\tau_{\text{норм}} = (\tau - CH) / ZN.$$

Величины CH и ZN выбираются подпрограммой аппроксимации автоматически, и формула нормирования выводится в аналитическом виде. Очевидно, что такое преобразование аргумента равносильно смещению начала координат на величину CH/ZN и изменению масштаба по оси X .

Результатом аппроксимации для любого произвольного значения n , лежащего в пределах диапазона регулирования привода главного движения станка, будет некоторая функция

$$f(x) = C_1 + \sum_{i=2}^N C_i [(\tau - CH)/ZN]^{i-1}, \quad (3.12)$$

где C_i — коэффициенты полинома.

Суммарная погрешность аппроксимации

$$R = \sqrt{\sum_{i=1}^N [y_i - f(\tau_i)]^2},$$

где y_i — экспериментальные значения параметра в точке τ_i ; $f(\tau_i)$ — расчетные значения параметра; N — число точек.

Точность аппроксимации полиномами четвертой степени весьма велика, погрешность вычислений не превышает 1—3%.

Выражениями, полученными на основе (3.12), описывают функции регламентированных выходных параметров точности (Δx , Δy и др.) при любых значениях n . Полученные выражения используют для оценки тепловых смещений переднего конца шпинделя в произвольный момент времени τ (рис. 3.19). Модели в виде полиномов весьма удобно использовать для коррекции управляющих программ в станках с ЧПУ.

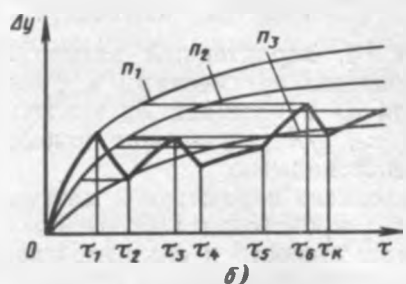
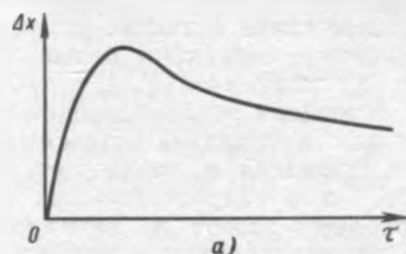


Рис. 3.19. Прогнозирование смещений переднего конца шпинделя токарного станка:

а — по оси X при постоянном включении и $n = \text{const}$; б — по оси Y при $n = \text{var}$ и с остановками

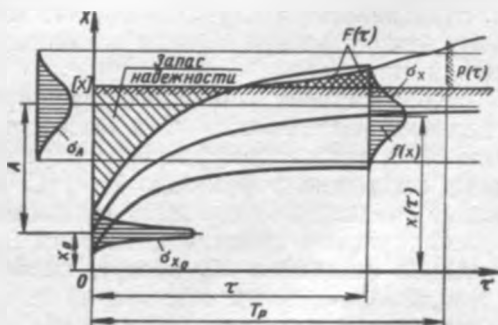


Рис. 3.20. Схема формирования параметрического отказа ШУ с учетом тепловых процессов

Оценка параметрического отказа ШУ при тепловых процессах. В весьма распространенном случае, когда цикл обработки детали соизмерим со временем максимальных тепловых смещений шпинделя, прогнозирование точности узла во времени, т. е. оценка его параметрической надежности, особенно важна. Достаточно компактные решения при прогнозировании параметрической надежности возможны в случаях построения математической модели параметрического отказа [21].

На рис. 3.20 приведена схема формирования параметрического отказа при тепловых смещениях шпинделя, позволяющая получить математическую модель отказа при исходных положениях, которые имеют место на практике в абсолютном большинстве случаев.

1. Первоначальное рассеяние исследуемого параметра x_0 шпинделя подчиняется нормальному закону распределения с характеристиками области состояний: $\bar{x}_0$ — среднее значение, σ_{x_0} — среднее квадратическое отклонение. Характеристики были получены по результатам натурных испытаний достаточно представительных выборок.

2. Изменение выходного параметра x во времени в результате тепловых процессов подчиняется экспоненциальному закону:

$$x(\tau) = A[1 - \exp(-\tau/T)], \quad (3.13)$$

где A — установившееся значение (при $\tau \rightarrow \infty$) теплового смещения шпинделя при конкретном сочетании действующих факторов; T — постоянная времени узла. (Могут иметь место другие законы изменения рассеяния начальных параметров и законы изменения выходных параметров точности.)

3. Рассеяние параметра A , входящего в выражение (3.13), подчиняется нормальному закону распределения с характеристиками $\bar{A}$ (среднее значение) и σ_A (среднее квадратическое отклонение). Такое предположение справедливо потому, что основная причина появления A как случайной величины заключается в рассеянии значений установившихся тепловых смещений шпинделя, которые зависят от большого числа случайных факторов. Аргументом функции $A = f(P, \beta, l, 1/C, 1/m)$ в том числе является мощность P источника тепловыделений в узле. Величина P для всех типов опор является функцией вязкости μ смазочной жидкости и частоты вращения шпинделя и, кроме того, в опорах качения — функцией зазора-натяга, а в гидростатических и гидродинамических опорах — функцией рабочего зазора Δ . Величины μ , n , Δ являются случайными, что приводит, как правило, к нормальному закону распределения установившихся значений A тепловых смещений шпинделя.

Коэффициент линейного расширения β , характерный размер l , удельная теплоемкость C и масса m , входящие аргументами в функцию A , а также коэффициент теплоотдачи α_c и площади A_c теплоотдачи, входящие в функцию $T = f(C, m, 1/\alpha_c, 1/A_c)$, в первом приближении справедливо полагать величинами постоянными.

С течением времени дисперсия D_x выходного параметра и математическое ожидание M_x растут, поскольку происходит вероятностное сложение начальных отклонений параметра точности и его изменений в результате нагрева. Так как оба эти закона подчиняются нормальному распределению, то согласно теории вероятностей результирующее распределение для централизованных законов также будет нормальным. Характеристики закона распределения, описывающего изменение выходного параметра x шпинделя при нагреве, через промежуток времени τ будут иметь вид:

математическое ожидание

$$M(x) = \bar{x}_0 + \bar{A}[1 - \exp(-\tau/T)];$$

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma(x) = \sqrt{\sigma_{x_0}^2 + \sigma_A^2 [1 - \exp(-\tau/T)]^2}.$$

Эти характеристики и определяют область состояний параметра x через промежутки времени τ .

Выход области состояний за пределы области работоспособности, определяемой значением $[x]$, приводит к параметрическому отказу. Вероятность отказа $F(\tau)$ будет численно равна площади под кривой $f(x)$, находящейся за пределами $[x]$, а вероятность безотказной работы $P(\tau)$ численно равна площади под кривой $f(x)$, находящейся внутри области работоспособности $x \leq [x]$.

Поскольку кривая $f(x)$ подчиняется нормальному закону распределения, то площади, соответствующие $P(\tau)$ и $F(\tau)$, определяем, пользуясь нормированной функцией Лапласа Φ_n :

$$P(\tau) = 0,5 + \Phi_n \left\{ \frac{[x] - \bar{x}_0 - \bar{A}[1 - \exp(-\tau/T)]}{\sqrt{\sigma_{x_0}^2 + \sigma_A^2 [1 - \exp(-\tau/T)]^2}} \right\} \quad (3.14)$$

и соответственно $F(\tau) = 1 - P(\tau)$.

Прогноз вероятности $P(\tau)$ безотказной работы ШУ по выходному параметру x за заданный период времени τ осуществим, так как все величины, входящие в выражение (3.14), известны: $[x]$ — задается техническими условиями исходя из требований точности обработки; x_0 и σ_{x_0} получены в результате натурных испытаний прототипа; $\bar{A}$ и σ_A получены путем статистического моделирования теплового процесса.

Если заранее установлена вероятность безотказной работы $P(\tau)$, то может быть определено время $\tau = T_p$, в течение которого обеспечивается работа ШУ с заданной безотказностью.

Выражение (3.14) позволяет определить вероятность безотказной работы для каждого из l регламентированных параметров. Так как в большинстве случаев эти параметры независимы, то вероятность безотказной работы ШУ с учетом изменения всех регламентированных

параметров составляет $P(\tau) = \prod P_i(\tau)$.

Принимая ряд регламентированных значений τ в пределах возможной продолжительности работы узла (например, в пределах цикла обработки одной детали), строят зависимость для $P(\tau)$ в функции τ и оценивают ресурс узла по точности с учетом тепловых процессов.

3.4. Опоры качения

Конструкции. Совокупность свойств подшипников качения определила их широкое применение в ШУ станков. Постоянное возрастание требований к характеристикам ШУ приводит к совершенствованию опор. Конструкции подшипников качения, применяемых в современных ШУ станков, показаны на рис. 3.21.

Применение прецизионных конических роликоподшипников (рис. 3.21, $a-e$), цилиндрических роликоподшипников (рис. 3.21, $z-e$),

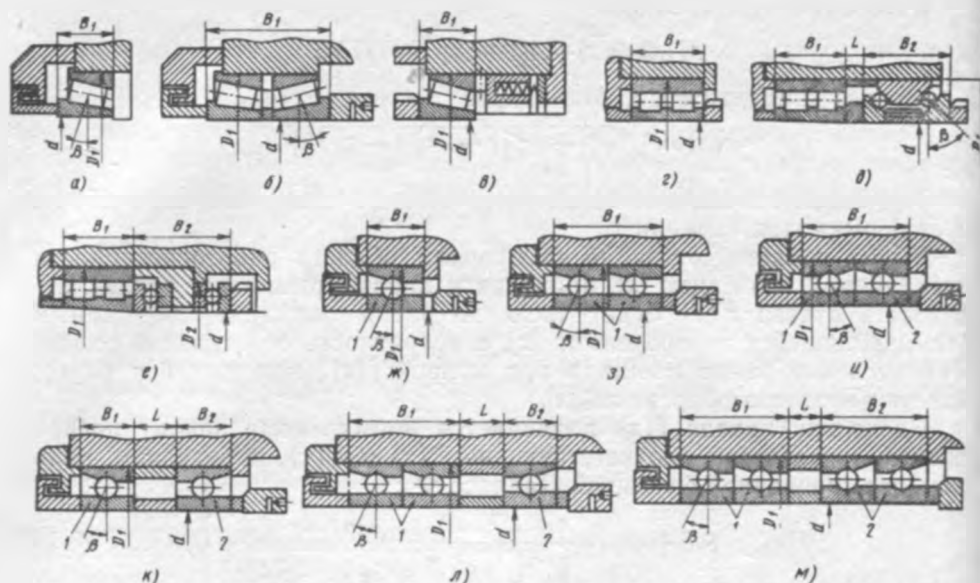


Рис. 3.21. Конструкции шпиндельных подшипников качения:
 D_1 , D_2 , d , B_1 , B_2 , α , β — размеры подшипников; 1 и 2 — условные опоры

упорно-радиальных шарикоподшипников с углом контакта 60° (рис. 3.12, б), радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 3.21, ж—м), в том числе типа «триплекс» (рис. 3.21, л) и «кварто» (рис. 3.21, м), а также так называемых шпиндельных шарикоподшипников сделали возможным унификацию конструкций ШУ. Подавляющее большинство ШУ станков создается на базе типовых конструктивных схем, приведенных в табл. 3.9. Типовые схемы сверхскоростных ШУ с опорами качения приведены в нижней части таблицы и в работе [2].

3.9. Типовые схемы конструкций шпиндельных узлов с опорами качения

Схема	D , мм	$Dn \cdot 10^{-3}$, мм	Область применения
17000 697000	60—200	2,0—2,5	Средние и тяжелые токарные и фрезерные станки при крупносерийном производстве
17000 67000	40—160	2,5—3,0	Легкие и средние токарные, фрезерные и шлифовальные станки при крупносерийном производстве

Схема	D , мм	$Dn \cdot 10^{-3}$, мм	Область применения
3 3182000 178000	60—200	2,5—4,0	Средние и тяжелые токарные, фрезерные фрезерно-расточные, шлифовальные станки
4 3182000 46000 КУ 5 36000 КУ 46000 КУ	30—120	4,0—6,0	Высокоскоростные легкие и средние токарные, фрезерные, фрезерно-расточные, отделочно-расточные станки
6 36000 КУ 46000 КУ	60—140	4,0—6,0	Тяжелые шлифовальные станки
7 36000 КУ 46000 КУ 8 36000 КУ 36000 КУ 9 36000 КУ 36000 КУ	20—100	6,0—11	Шлифовальные отделочно-расточные станки для работы на сверхвысоких скоростях
	20—80	8,0—12	
	20—80	10—18	

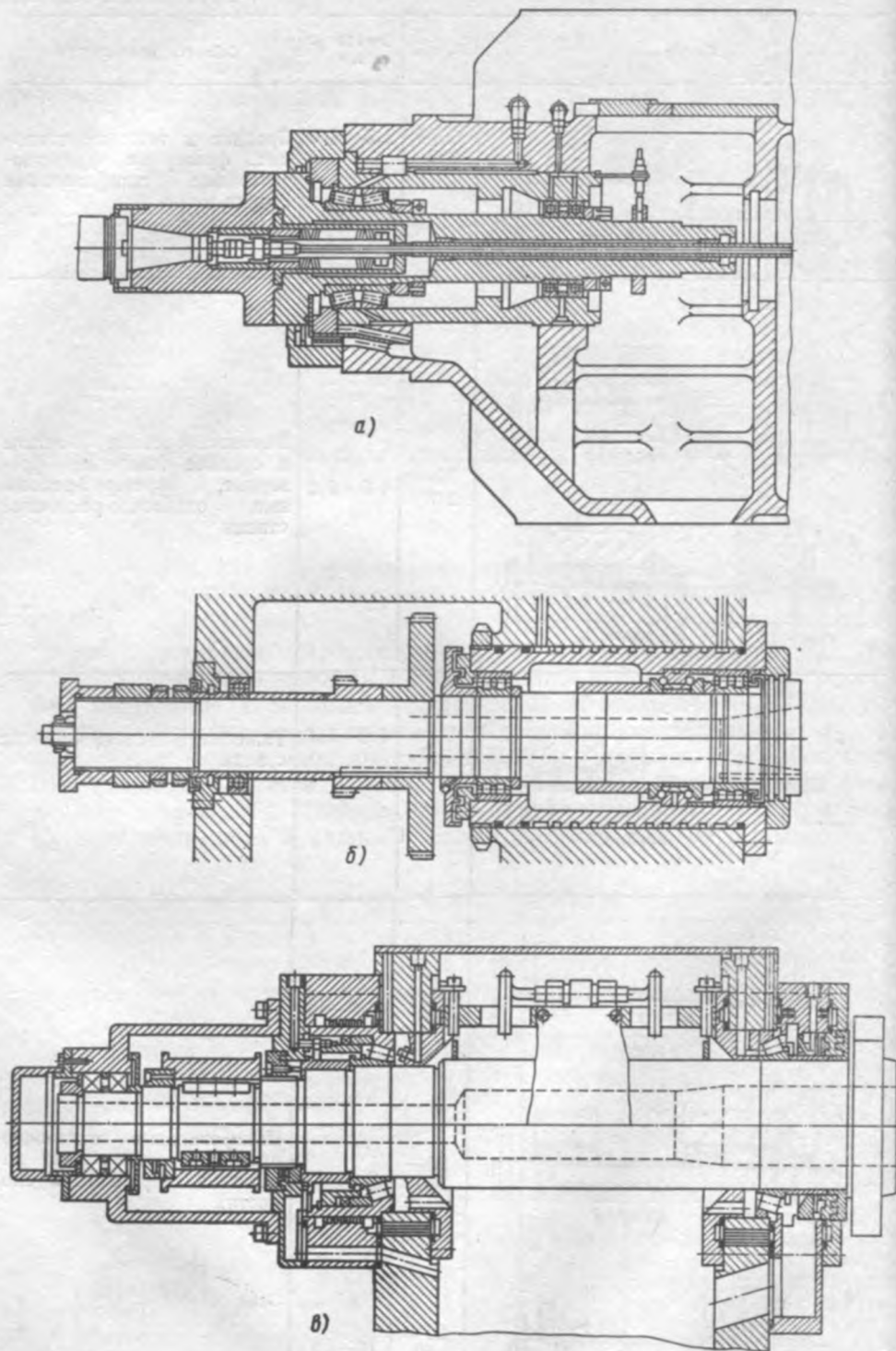
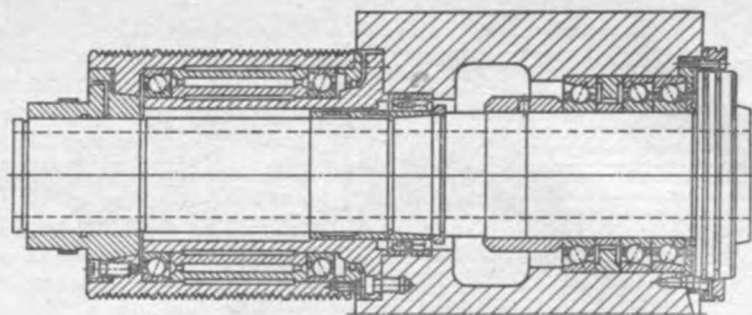
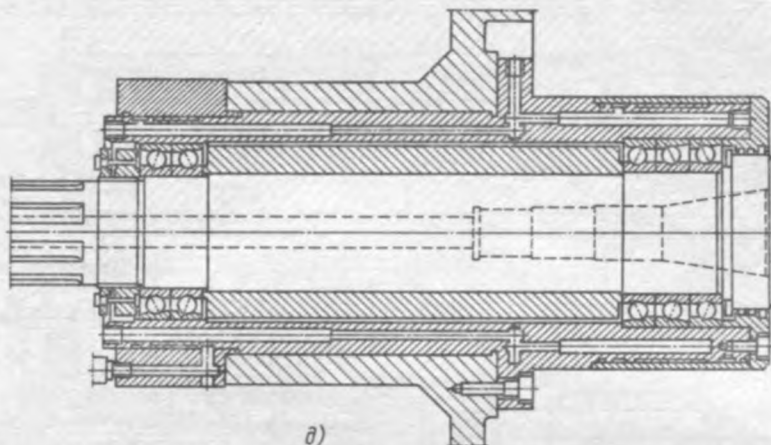


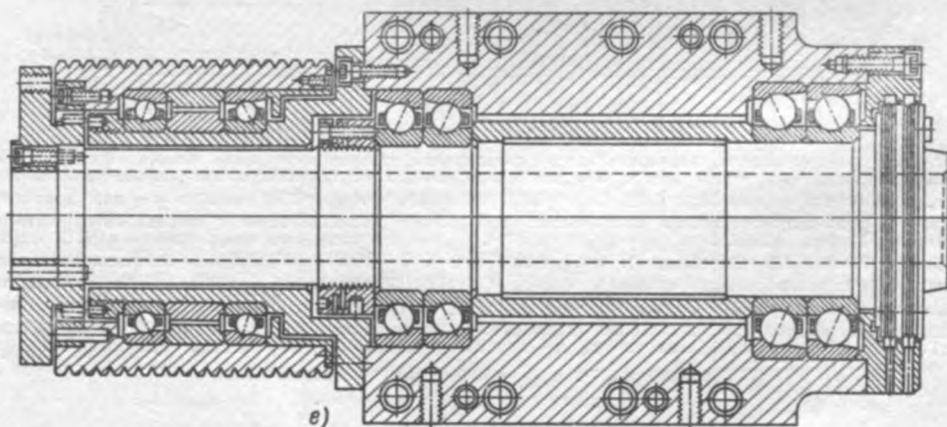
Рис. 3.22



a)



b)



c)

Рис. 3.22

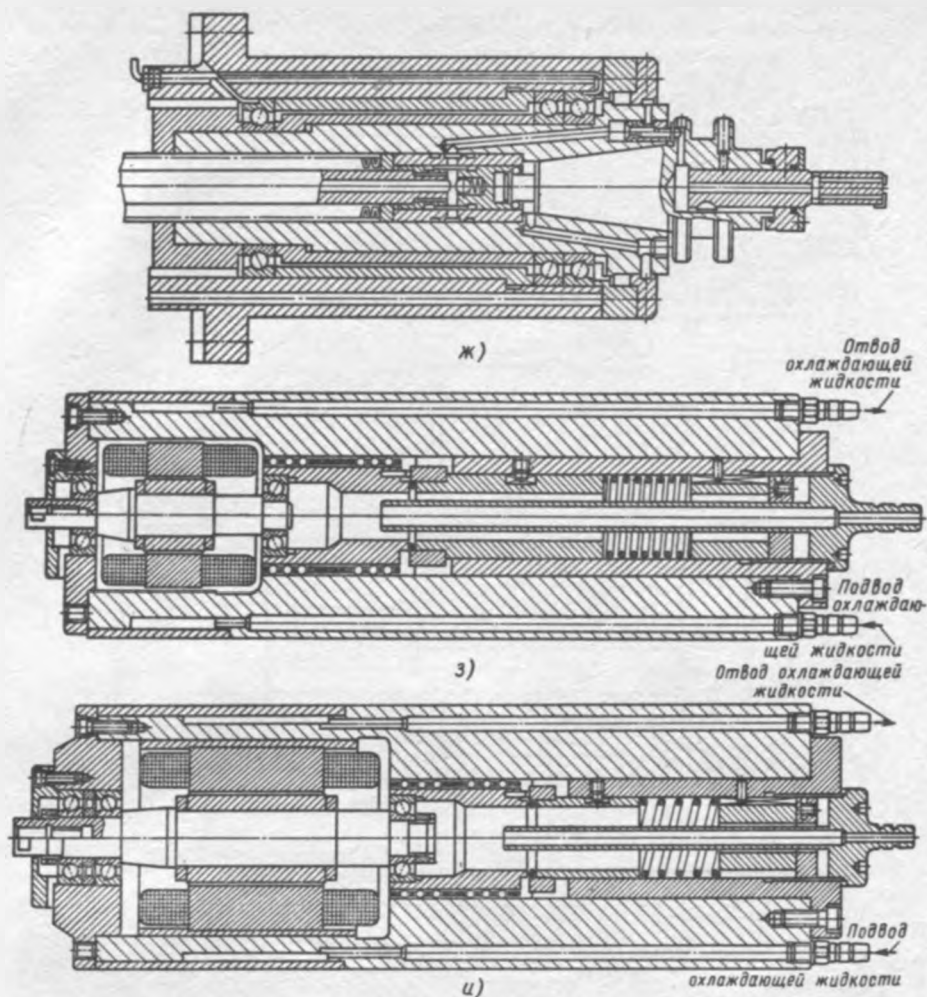


Рис. 3.22. Конструкции шпиндельных узлов с опорами качения:

а — для многоцелевого горизонтального сверлильно-фрезерно-расточного станка фирмы DIXI (Швейцария), $n_{\max} = 2500 \text{ мин}^{-1}$; б — для многоцелевого вертикального сверлильно-фрезерно-расточного станка фирмы Mori Seiki Co., Ltd. (Япония), $n_{\max} = 3500 \text{ мин}^{-1}$; в — для токарного станка с высокоскоростными коническими роликовыми подшипниками с управляемым натягом фирмы Timken (США), $n_{\max} = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$; г — для токарного полуавтомата с ЧПУ фирмы George Fischer AG (Швейцария), $n_{\max} = 3200 \text{ мин}^{-1}$; д — для многоцелевого вертикального сверлильно-фрезерно-расточного станка фирмы Olivetti (Италия), $n_{\max} = 3500 \text{ мин}^{-1}$; е — для токарного автомата с ЧПУ фирмы Monforts GmbH & Co (Германия), $n_{\max} = 6000 \text{ мин}^{-1}$; ж — для многоцелевого горизонтального сверлильно-фрезерно-расточного станка фирмы Fritz Werner (Германия), $n_{\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$; з, и — электрошпиндели фирмы Gashofor (Италия), $n_{\max} = 150\,000 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\max} = 90\,000 \text{ мин}^{-1}$ соответственно

Различные компоновочные схемы современных ШУ некоторых ведущих станкостроительных фирм представлены на рис. 3.22.

Анализ современных конструкций ШУ показывает, что применение радиально-упорных шарикоподшипников в ШУ станков возрастает и что все чаще применяют радиально-упорный шарикоподшипник типа триплекс.

Конструкции ШУ с новыми подшипниками качения показаны на рис. 3.23. В передней опоре высокоскоростного ШУ (рис. 3.23, а) уста-

новлены радиально-упорные подшипники серии АСН с шариками из высокопрочной керамики. Конструкция подшипников разработана совместно фирмами Kooyo Seiko Co., Ltd и Toshiba (Япония). Задняя опора — двухрядный цилиндрический роликовый подшипник. Увеличение температуры подшипников с керамическими шариками при использовании пластичного смазочного материала (кривая 1, рис. 3.23, б) на 50% ниже, чем у обычных подшипников в аналогичных условиях, а при смазывании масляным туманом (кривая 2) — на 70%. При использовании пластичного смазочного материала $Dn \leq 1,6 \cdot 10^6$ мм·мин⁻¹, при смазывании масляным туманом $Dn \leq 1,5 \cdot 10^6$ мм·мин⁻¹.

ШУ с коническими роликоподшипниками серии НА, разработанный фирмой Kooyo Seiko Co. Ltd (Япония), показан на рис. 3.23, в.

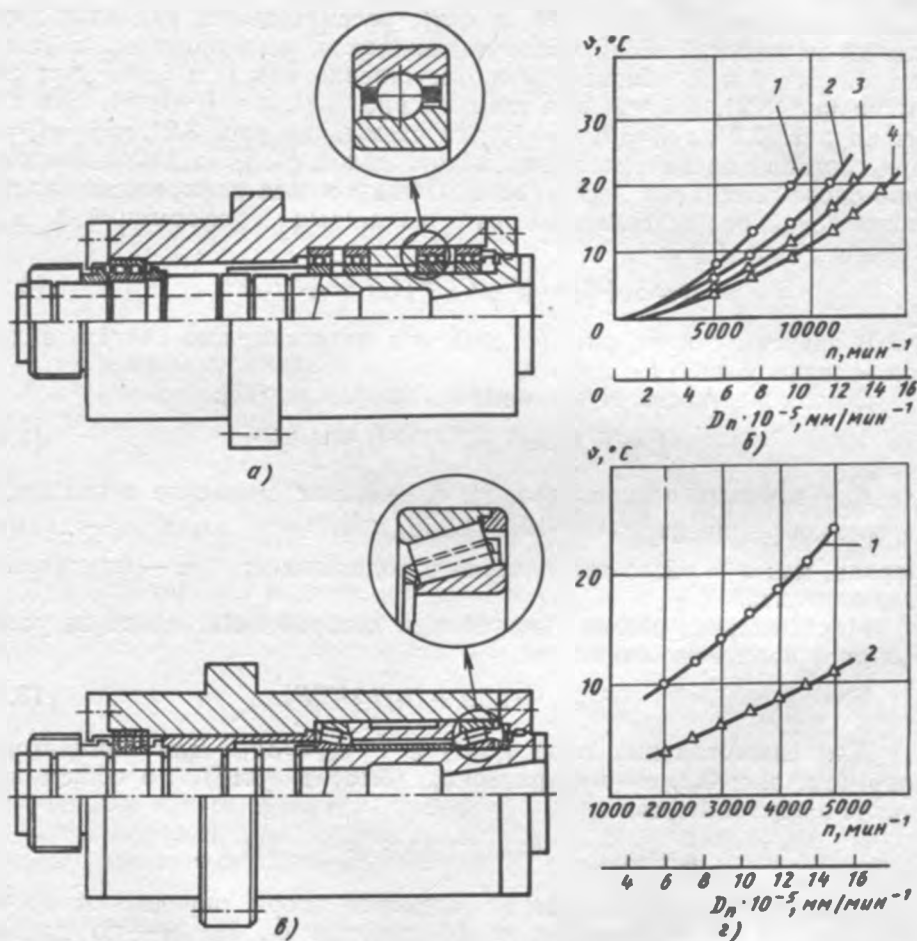


Рис. 3.23. Применение новых конструкций подшипников качения в высокоскоростных ШУ:

а — ШУ с шарикоподшипниками серии АСН с шариками из высокопрочной керамики; б — зависимость нагрева наружных колец подшипников от частоты вращения шпинделя; для стандартных подшипников: кривая 1 — пластичный смазочный материал; кривая 2 — смазывание масляным туманом; для подшипника АСНО16С с керамическими шариками: кривая 3 — пластичный смазочный материал; кривая 4 — смазывание масляным туманом; в — ШУ с коническими роликоподшипниками серии НА с наружным кольцевым буртиком; г — зависимость нагрева подшипника АН32016 от частоты вращения шпинделя при применении пластичного смазочного материала: кривая 1 — естественное охлаждение; кривая 2 — принудительное охлаждение

Конические роликоподшипники с наружным кольцевым буртиком обеспечивают более высокую частоту вращения шпинделя по сравнению с обычными коническими роликоподшипниками. По сравнению с радиально-упорными шарикоподшипниками подшипники серии НА имеют более высокую жесткость, в результате чего в 1,3—1,5 раза повышается допустимая сила резания. Применение таких подшипников позволяет достичь показателя $Dn \leq 5,5 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ при использовании пластичного смазочного материала (рис. 3.23, з).

Расчет характеристик. Одной из основных характеристик подшипников является их жесткость.

Шариковые радиально-упорные подшипники. В ШУ станков в основном применяют комплексные опоры из нескольких подшипников (см. рис. 3.21), условно состоящие из двух условных опор 1 и 2. При этом сдвоенные подшипники, установленные последовательно по схеме «тандем» (см. рис. 3.21, з, л, м), рассматривают как один двухрядный подшипник. Если число подшипников, установленных в условных опорах 1 и 2, обозначить соответственно как i_1 и i_2 , то для схемы на рис. 3.21, з $i_1=2$, для схем на рис. 3.21, и, к $i_1=i_2=1$, для схемы на рис. 3.21, л $i_1=2$, $i_2=1$, для схемы на рис. 3.21, м $i_1=i_2=2$. При создании предварительного натяга силой F_H , Н, в такой комплексной опоре возникают деформации. Общая осевая деформация (натяг) комплексной опоры складывается из осевых деформаций δ_1 и δ_2 условных опор 1 и 2:

$$\Delta = \delta_1 + \delta_2 = (F_H/C)^{2/3} (1/i_1^{2/3} + 1/i_2^{2/3}). \quad (3.15)$$

В зависимости от способа создания натяга можно считать заданной величиной либо F_H , либо Δ .

Осевая жесткость, Н/мм, комплексной опоры [15]:

$$j_a = F_a/\delta_a \approx 1,5 C^{2/3} F_H^{1/3} (i_1^{2/3} + i_2^{2/3}), \quad (3.16)$$

где F_a — внешняя осевая сила, Н; δ_a — осевое смещение в подшипнике, мм; коэффициент $C = 10^5 \sqrt{1,25 d_m z \sin^{5/2} \alpha}$, здесь d_m — диаметр шарика, мм; z — число тел качения в подшипнике; α — фактический угол контакта.

Максимальная осевая сила, Н, при которой натяг одной из условных опор полностью снимается,

$$F_{a \max} = 1,5 [1 + (i_2/i_1)^{2/3}] F_H. \quad (3.17)$$

Для симметричных опор $i_1=i_2$ и $F_{a \max} = 3F_H$. Для комплексных опор (см. рис. 3.2, и—м) уравнения (3.16) и (3.17) в общем виде можно представить так:

$$j_a = k_1 C^{2/3} F_H^{1/3} = k_2 C \Delta^{1/2}; \quad F_{a \max} = k_3 F_H,$$

где суммарный осевой натяг комплексной опоры определяют по выражению (3.15), а значения коэффициентов k_1 , k_2 , k_3 — по данным, полученным проф. З. М. Левиной [15] (табл. 3.10). В той же таблице приведена сравнительная осевая жесткость комплексных опор при различных схемах расположения подшипников.

Радиальная жесткость шарикового радиально-упорного подшипника зависит от величины $\zeta = 0,5 [1 + (\delta_a/\delta_r) \operatorname{tg} \alpha]$, характеризующей распределение нагрузки между телами качения (здесь δ_a и δ_r — соответственно осевое и радиальное смещение в подшипнике). При $\zeta \geq 1$

3.10. Данные для расчета опор качения

Расположение подшипников	Значение коэффициента			Относительная осевая жесткость	
	k_1	k_2	k_3	при $F_H = \text{const}$	при $\Delta = \text{const}$
$i_1=1; i_2=1$ (см. рис. 3.21, и, к)	3	2,1	3	1	1
$i_1=2; i_2=1$ (см. рис. 3.21, л)	3,9	3,2	$\frac{2,1}{3,6}$	1,3	1,5
$i_1=1; i_2=3$	4,6	3,8	$\frac{2,2}{4,6}$	1,55	1,8
$i_1=2; i_2=2$ (см. рис. 3.21, м)	4,8	4,2	3	1,6	2
$i_1=3; i_2=3$	6,2	6,4	3	2,1	3

Примечание: Для несимметричных опор ($i_1 \neq i_2$) указано значение k_3 в числителе, когда внешняя сила разгружает условную опору 1, а в знаменателе — когда внешняя сила разгружает условную опору 2.

работают все тела качения, при $\zeta < 1$ — только часть их. Радиальная жесткость, Н/мм,

$$j_r = \frac{F_r}{\delta_r} = \frac{k_H F_H}{\delta_a \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (3.18)$$

где F_r — радиальная сила.

Значения параметров для определения j_r по выражению (3.18) согласно результатам работы [15] приведены ниже:

$F_H i(F, \operatorname{tg} \alpha)$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
ζ	0,60	0,74	0,80	0,90	1,00	1,25	1,67	2,5	5,0
k_a	0,16	0,30	0,40	0,52	0,60	0,65	0,71	0,74	0,75

Для определения радиальной жесткости j_{r1} и j_{r2} условных опор 1 и 2 в выражение (3.18) вместо δ_a подставляем соответственно δ_1 и δ_2 . Тогда

$$j_{r1,2} = \frac{k_a}{1,5 \operatorname{tg}^2 \alpha} \frac{i_{1,2}^{2/3}}{i_1^{2/3} + i_2^{2/3}} j_a$$

Для единичного подшипника ($i_1=1, i_2=0$) имеем $j_r = j_a k_a / (1,5 \operatorname{tg}^2 \alpha)$. При большом натяге ($\zeta \geq 2$ и $F_H / F_r > 5 \operatorname{tg} \alpha$) $j_r = 0,5 j_a / \operatorname{tg}^2 \alpha$.

Таким образом, при малых радиальных нагрузках имеет место примерно постоянное соотношение между радиальной и осевой жесткостью.

Фактический угол α контакта существенно зависит от предварительного натяга. На рис. 3.24 приведены значения $\Delta \alpha = \alpha - \alpha_0$, где α_0 — начальный угол контакта. Под действием предварительного натяга угол контакта увеличивается. С учетом этого получены [15] следующие соотношения между радиальной и осевой жесткостями: при $\alpha_0 = 15^\circ$ $j_r = (5,3 \dots 6) j_a$; при $\alpha_0 = 26^\circ$ $j_r = (1,95 \dots 2,1) j_a$.

Двухрядный упорно-радиальный шарикоподшипник с углом контакта 60° (см. рис. 3.21, д). Осевая жесткость, Н/мм, при $i_1 = i_2 = 1$ [см. рис. (3.16)]

$$j_a = 3 C^{2/3} F_H^{1/3}. \quad (3.19)$$

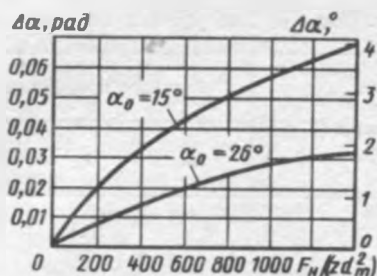


Рис. 3.24. Зависимость приращений угла контакта $\Delta\alpha$ от предварительного осевого натяга для шариковых радиально-упорных подшипников

После определения коэффициента C и введения коэффициента $k_r = 0,8 \dots 0,9$, учитывающего погрешности изготовления, выражение (3.19) окончательно примет вид

$$j_a = 7000 k_r z^{2/3} d_m^{1/3} F_n^{1/3} \sin^{5/3} \alpha.$$

Упорно-радиальный подшипник создает существенный заземляющий момент, действующий на шпиндель. Угловая жесткость, Н·мм/рад, подшипника

$$j' = M/\varphi = \frac{3}{32} C^{2/3} (d + D)^2 F_n^{1/3}, \quad (3.20)$$

где M — суммарный заземляющий момент, действующий на шпиндель; φ — угол наклона упругой оси шпинделя в опоре; d и D — внутренний и наружный диаметры подшипника.

Совместное решение уравнений (3.19) и (3.20) приводит к выражению

$$j' = j_a (d + D)^2 / 32.$$

Однорядные и двухрядные конусно-роликовые подшипники работают в ШУ в условиях небольшого зазора или натяга. Для расчета их жесткости необходимо определить смещения в радиальном δ_r и осевом δ_a направлении при совместном действии на подшипник осевой F_a и радиальной F_r нагрузки:

$$\delta_a = \beta_a \delta_a^* \text{ и } \delta_r = \beta_r \delta_r^*,$$

где δ_a^* и δ_r^* — смещения в подшипниках под действием только силы F_a или только силы F_r , мм;

$$\delta_a^* = (F_a/C)^{0,9}; \quad \delta_r^* = (5 F_r/C)^{0,9} \lg^{1,9} \alpha,$$

где β_a и β_r — коэффициенты, значения которых приведены на рис. 3.25; $C^{0,9} = 13300 z^{0,9} l^{0,8} \sin^{1,9} \alpha$; α — угол наклона оси роликов; l — эффективная длина ролика, мм.

При работе с натягом ($F_a/F_r \geq 2$; $\zeta > 1$) $\delta_a \approx \delta_a^*$ [15] и

$$j_r = \frac{0,55}{\lg^2 \alpha} \frac{F_a}{\delta_a} = \frac{7300 z^{0,9} l^{0,8} F_a^{0,1} \sin^{1,9} \alpha}{\lg^2 \alpha}.$$

При $F_r \lg \alpha / F_a > 0,5$ упругие перемещения δ_r возрастают в 1,5 раз (см. кривую β_r на рис. 3.25) в связи с тем, что часть тел качения перестает воспринимать нагрузку. В расчетах следует учитывать осе-

вую составляющую S от радиальных нагрузок R_n парного подшипника ($S=1,25R_n \operatorname{tg} \alpha$).

Для двухрядных конических подшипников жесткость рассчитывают по зависимостям, аналогичным для однорядных. При этом коэффициенты β_a и β_r принимают другие значения (см. штриховые линии на рис. 3.25). При больших радиальных нагрузках ($F_r \operatorname{tg} \alpha / F_a > 1$) $\beta_a \approx 2\beta_r$ и

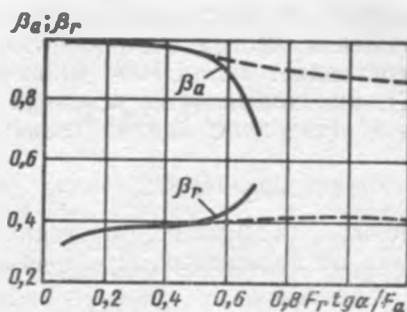


Рис. 3.25. Значения коэффициентов β_r и β_a для однорядных (сплошные линии) и двухрядных (штриховые) конических подшипников в зависимости от соотношения радиальной F_r и осевой F_a сил

соответственно $j_r/j_a \approx 2\delta_a^*/\delta_r^*$, т. е. в этом случае радиальная жесткость j_r двухрядного конического подшипника возрастает примерно в 2 раза по сравнению с радиальной жесткостью однорядного, а осевая жесткость j_a близка к осевой жесткости однорядного подшипника.

Демпфирование в опорах качения зависит при прочих равных условиях от площади контакта тел качения с беговой дорожкой. Безразмерный коэффициент демпфирования в расчетах можно принимать для подшипников радиальных шариковых равным 0,035, радиально-упорных шариковых — 0,045, конусно-роликовых — 0,058, цилиндрических роликовых однорядных — 0,058 и двухрядных — 0,064. Коэффициент демпфирования собственно тела шпинделя равен 0,0022, зубчатого зацепления 0,09, зубчатой муфты — 0,095 и ременной передачи — 0,11.

Движение вала в опоре качения описывают дифференциальным уравнением вида

$$m\ddot{x} + \xi\dot{x} + j_0x = F(\tau),$$

где ξ — коэффициент демпфирования; $F(\tau)$ — внешняя возмущающая сила, обычно $F(\tau) = F_0 \sin \omega \tau$, здесь F_0 — амплитуда силы F ; ω — круговая частота; τ — текущее время; жесткость $j = |F/x| = \sqrt{(j_0 - m\omega^2)^2 - \xi^2\omega^2}$; x — перемещение массы. В опорах качения, как правило, $\xi\omega \ll j_0$ и динамическая жесткость не зависит от частоты вращения и равна статической. На собственной частоте колебаний системы

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{j_0/m} \text{ минимальная жесткость } j_{\min} = \xi\omega_0 \quad (\omega_0 = 2\pi f_0).$$

Тепловые потери. В подшипниках качения основными причинами тепловыделения являются собственно трение качения; трение тел качения о сепаратор; трение верчения; в шарикоподшипниках и сферических роликоподшипниках — трение скольжения на площадке контакта качения, возникающее вследствие разности окружных скоро-

стей вдоль образующей тела качения; в роликоподшипниках (в особенности конических) — трение скольжения роликов о бурты колец; наконец, во всех подшипниках — трение, возникающее вследствие погрешностей их изготовления и сборки. Существуют два метода расчета: приближенный и уточненный.

При использовании приближенного метода расчета трение в подшипниках качения зависит в первую очередь от нагрузки, а также от некоторых других факторов, в частности от свойств смазочного материала и частоты вращения. Когда эквивалентная динамическая нагрузка P в среднем составляет около 10% динамической грузоподъемной силы C ($P \approx 0,1C$), при нормальных условиях работы и правильно подобранном смазочном материале момент трения, Н·мм, с достаточной точностью

$$M_{тр} = fFd/2,$$

где значение постоянного коэффициента трения f выбирают из табл. 3.11; F — нагрузка на подшипник, Н; d — диаметр отверстия подшипника, мм.

3.11. Данные для расчета тепловых потерь в подшипниках качения

Конструкция подшипника	Постоянный коэффициент трения f	Коэффициент f_0			Коэффициент f_1	Показатель s	$g_1 P_0$
		смазывание масляным туманом	смазывание пластичным смазочным материалом	смазывание погружением и разбрызгиванием			
Шариковые:							
радиальный	0.0015	0.7—1	1.5—2	3—4	0.0009	0.55	$3F_a - 0.1F_r$
радиально-упорный:							
однорядный	0.0020	1	2	4	0.0013	0.33	$F_a - 0.1F_r$
двухрядный	0.0024	2	4	8	0.001	0.33	$1.4F_a - 0.1F_r$
упорный	0.0013	0.7—1	1.5—2	3—4	0.0012	0.33	F_a
Роликовые:							
цилиндрический	0.0011	1—1.5	2—3	4—6	0.00025— 0.0003	—	F_r (при $F_a = 0$)
конический	0.0018	1.5—2	3—4	6—8	0.0004— 0.0005	—	$2YF_a$
упорный цилиндрический	0.0050	—	2.5	5	0.0018	—	F_a

Обозначение: Y — коэффициент осевой нагрузки.

Примечания: При выборе значений f_0 и f_1 для подшипников с одинаковым отверстием меньшее значение относится к более легкой, а большее — к более тяжелой серии. При $g_1 P_0 < F_r$ следует принимать $g_1 P_0 = F_r$.

Следует помнить, что кроме трения, возникающего в подшипнике, имеется еще и трение, вызываемое уплотнениями, которое при определенных условиях может превысить трение в самом подшипнике.

Уточненный расчет проводят при условиях, отличных от указанных выше, или в тех случаях, когда требуется более точный расчет момента трения. Тогда момент трения, Н·мм,

$$M_{тр} = M_0 + M_1.$$

где M_0 — составляющая, определяемая в основном условиями смазывания и частотой вращения и не зависящая от нагрузки: M_1 — составляющая, зависящая от нагрузки.

Момент M_0 существует при высоких скоростях и небольших нагрузках. В первую очередь его значение зависит от гидродинамических потерь в смазочной жидкости, следовательно, он зависит от вязкости и количества смазочного материала. Соответственно при $vn \geq 2000$

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} \left(\frac{d+D}{2} \right)^3;$$

при $vn < 2000$

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 \left(\frac{d+D}{2} \right)^3,$$

где f_0 — коэффициент, зависящий от конструкции подшипника и вида смазочного материала (см. табл. 3.11); v — коэффициент кинематической вязкости масла при рабочей температуре, $\text{мм}^2/\text{с}$ (при пластичном смазочном материале принимают вязкость базового масла).

Момент M_1 зависит от нагрузки и весьма существен у медленно вращающихся тяжело нагруженных подшипников. Его значение определяется пластической деформацией и проскальзыванием в зоне контакта тел качения. Для шарикоподшипников

$$M_1 = f_1 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^c g_1 P_0 \left(\frac{d+D}{2} \right),$$

для роликоподшипников

$$M_1 = f_1 g_1 P_0 \left(\frac{d+D}{2} \right),$$

где f_1 — коэффициент, зависящий от конструкции подшипника и нагрузки на него; P_0 — эквивалентная статическая нагрузка, Н; C_0 — статическая грузоподъемная сила, Н; c — показатель степени (см. табл. 3.11); g_1 — коэффициент, зависящий от направлений действия нагрузки.

3.5. Гидростатические опоры

Гидростатический подшипник — это подшипник трения со смазочным материалом, давление в рабочем слое смазочного материала которого создается источниками питания, расположенными вне подшипника и работающими независимо от него. Эти подшипники обеспечивают высокую точность вращения, имеют практически неограниченную долговечность вследствие отсутствия изнашивания, обладают большой нагрузочной способностью во всем диапазоне частот вращения. Высокая демпфирующая способность гидростатических подшипников обеспечивает хорошую виброустойчивость станка, позволяя получать отличное качество поверхности обрабатываемой детали и высокую скорость резания. Кроме того, гидростатические подшипники применяют в качестве приводов микроперемещений, для фиксации шпинделей, в качестве датчиков в системах адаптивного управления и для других целей. Все это определяет перспективность их дальнейшего использования в ШУ станков.

Конструкции гидростатических подшипников весьма разнообразны. Из всех конструкций выделяют два основных типа: радиальные (цилиндрические) и упорные (подпятники).

Радиальные подшипники (рис. 3.26, *а—в*) выполняют с равномерно расположенными по окружности карманами, в каждый из которых от источника питания через дросселирующее устройство подается смазочная жидкость под давлением, за счет чего образуется подъемная сила и вал всплывает. Под действием внешней нагрузки F вал занимает эксцентричное (e — эксцентриситет) положение относительно втулки (рис. 3.26, *а, б*). Образуется разность рабочих зазоров, через которые

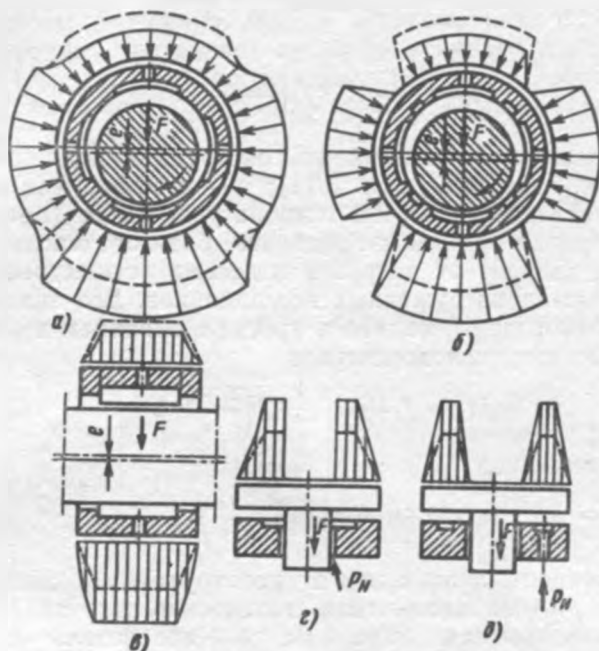


Рис. 3.26. Распределение давлений в гидростатических подшипниках:

а — без дренажных канавок; *б* — с дренажными канавками; *в* — в продольном сечении; *г* — с центральным подводом смазочной жидкости; *д* — с подводом смазочной жидкости в кольцевой карман

вытекает смазочный материал из противоположных карманов, а следовательно, изменяются и гидравлические сопротивления на выходе карманов. Это приводит при наличии гидравлических сопротивлений дросселей на входе в карманы к изменению давлений в каждом кармане: результирующая давлений воспринимает внешнюю нагрузку и возвращает вал в исходное центральное положение. Гарантированный слой смазочной жидкости имеет место не только в установившемся режиме, но и во время пуска и останова, что является существенным достоинством гидростатического способа смазывания. Принцип действия упорных подшипников (рис. 3.26, *г, д*) аналогичен.

Существуют гидростатические подшипники без дросселирующих устройств на входе в карманы, когда смазочная жидкость в каждый карман приводится от собственного источника питания. Такую систему называют «насос — карман» и применяют в крупногабаритных подшипниках [4].

Для гидростатической разгрузки валов применяют незамкнутые гидростатические подшипники, в которых втулка с несущими карманами схватывает вал только с одной стороны [7].

Вращение шпинделя в гидростатических опорах — весьма сложный процесс, сопровождающийся появлением статической подъемной силы, силы демпфирования, гидродинамического эффекта, вихревого (планетарного) движения шпинделя, а также нагревом смазочной жидкости и ее сжимаемостью из-за наличия в ней нерастворенного воздуха.

Поскольку в гидростатической опоре имеют место все явления, наблюдаемые порознь в других типах опор скольжения при процессах различной скорости, то она представляет собой наиболее общий случай шпиндельных опор скольжения, а ее математическая модель — наиболее общая и универсальная и из нее путем трансформации или упрощения могут быть получены модели расчета гидродинамической и газостатической опор.

Радиальные подшипники применяют двух основных типов. Подшипники первого типа цилиндрические с дросселирующими устройствами на входе в каждый карман. Они могут быть выполнены без дренажных (маслоотводящих) канавок между карманами (рис. 3.27, а) или с дренажными канавками (рис. 3.27, б). Предпочтение отдается первым, как имеющим меньший расход смазочной жидкости. Подшипники второго типа с внутренним дросселированием; дроссели образуются щелями между поверхностями вала и втулки, противоположными поверхностям, образующим сопротивление на выходе из кармана (рис. 3.27, в). Сопротивление внутренних дросселей автоматически регулируется благодаря обратной связи по перемещению вала и обратной связи по давлению смазочной жидкости в кармане. Жесткость такого подшипника выше, чем обычного подшипника с независимыми от нагрузки входными дросселями.

Упорные подшипники выполняют с одной кольцевой камерой или многокамерными. Подпятники с кольцевой камерой бывают с подводом смазочного материала в кольцевой карман (рис. 3.27, г) и с центральным подводом смазочного материала (рис. 3.27, д). Первые характеризуются большим расходом смазочного материала и несколько большей нагрузочной способностью. Вторые чаще применяют в комбинированных подшипниках.

Многокарманные подпятники применяют в тяжелонагруженных узлах. Их отличает большой расход смазочной жидкости, более сложная технология изготовления, а также возможность независимого регулирования давлений в каждом кармане, что иногда является преимуществом. Эти подпятники выполняют с дренажом между карманами (рис. 3.27, ж) и без него (рис. 3.27, е).

Радиально-упорные подшипники могут быть комбинированными или коническими. Они воспринимают осевую нагрузку как в одном направлении (односторонние), так и в обоих (двусторонние).

Комбинированные подшипники выполняют с дренажом между упорной и радиальной частями (рис. 3.27, з) или без дренажа (рис. 3.27, и—л). Первые могут иметь или не иметь дренаж между карманами. Вторые имеют несколько разновидностей. Радиальная и упорная части могут иметь самостоятельные подводы смазочного материала (рис. 3.27, и), или же упорный подшипник может питаться через радиальный (рис. 3.27, к, л) (эти подшипники чаще выполняют двусторонними). Карманы упорного подшипника могут быть выполнены в виде одного (рис. 3.27, к) или двух (рис. 3.27, л) поясков. Комбинированные подшипники без дренажа между упорной и радиальной частью и общим питанием отличаются меньшим расходом смазочной жидко-

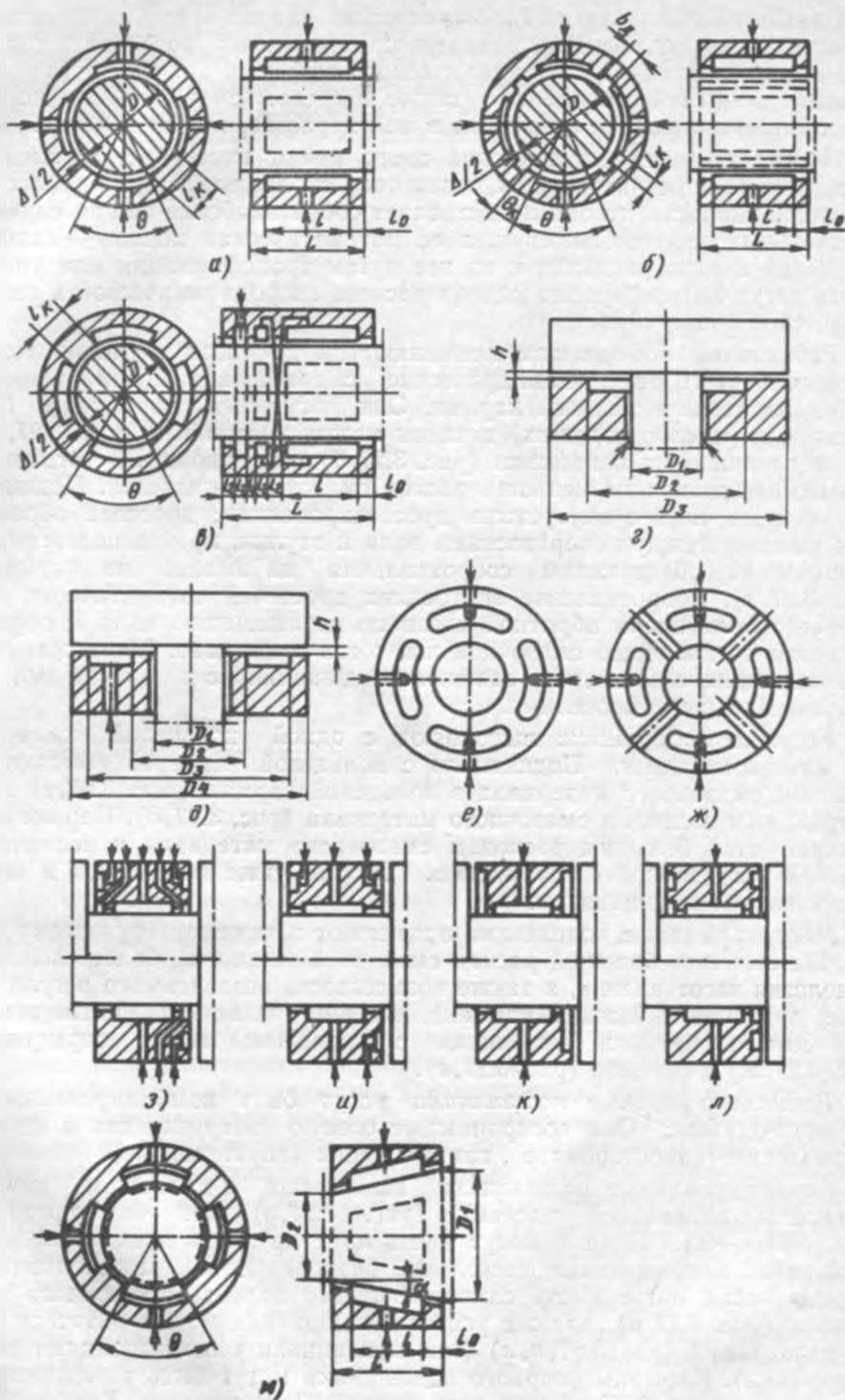


Рис. 3.27. Шпиндельные гидростатические подшипники

сти. Радиальная часть комбинированного подшипника может быть выполнена с внутренним дросселированием.

Конические подшипники выполняют как односторонними (рис. 3.27, м), так и двусторонними. Конусность подшипников может быть различной в зависимости от их назначения и соотношения действующих радиальной и осевой нагрузок. Технология их изготовления сложнее, чем комбинированных.

Помимо описанных существуют еще некоторые разновидности конструкций гидростатических подшипников. Однако они либо имеют несущественные отличия от описанных, либо их применяют в ШУ крайне редко. Конструкция шпинделя с гидростатическими опорами прецизионного токарно-винторезного станка показана на рис. 3.28.

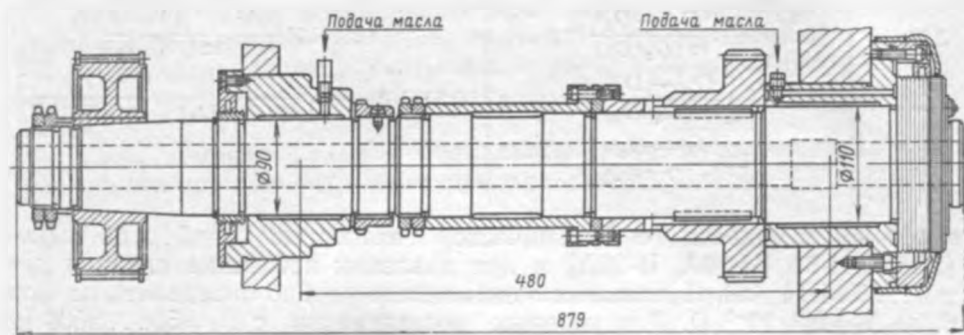


Рис. 3.28. ШУ с гидростатическими подшипниками

Расчет характеристик. Значения диаметров D_i , длины L , ширины перемычки l_0 , ограничивающей карманы в осевом направлении, и ширины перемычки l_k между карманами подшипника устанавливают в зависимости от назначения проектируемого узла. На практике для радиальных гидростатических подшипников $L = (0,8 \dots 1,4) D$; $l_0 = (0,04 \dots 0,15) D$; $l_k = (0,08 \dots 0,20) D$, однако проектировщик может изменить пределы значений указанных величин.

Эффективная площадь, мм^2 , подшипника, в первую очередь определяющая его нагрузочную способность, в общем виде

$$A_{\text{эф}} = \frac{1}{p_k} \int p dA,$$

где p_k — давление в карманах опоры, МПа; p — текущее значение давления на поверхности опоры, МПа; A — площадь опоры, воспринимающая внешнюю нагрузку.

Рабочие формулы для определения значений $A_{\text{эф}}$ приведены в табл. 3.12. При распространенных соотношениях $L \approx D$, $l_0 \sim 0,08 D$, $l_k \approx 0,15 D$ удобно использовать выражение $A_{\text{эф}} = 0,6 D^2$.

Число карманов z в радиальном подшипнике принимают равным или более четырех. Чем больше z , тем выше жесткость. По технологическим соображениям в ШУ легких и средних станков принимают $z = 4$. В тяжелых станках $z \geq 6$. Упорные подшипники с несколькими карманами применяют при больших габаритных размерах узла и принимают $z = 8 \dots 24$ в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [4].

Первоначальное значение **рабочего зазора** Δ_0 (или h_0), мм, для

3.12. Формулы для расчета характеристик гидростатических подшипников

См. рисунок	Эффективная площадь $A_{эф}$ подшипника, мм ²	Расход Q смазочного материала, мм ³ /с
3.27, а	$D \sin \frac{\pi}{4} (l + l_0)$	$0,102 \cdot 10^8 \frac{p_n \Delta^3}{\mu} \cdot \frac{\pi D}{l_0}$
3.27, б	$D \sin \frac{\theta}{2} (l + l_0)$	$0,83 \cdot 10^8 \frac{p_n \Delta^3}{\mu} \cdot \frac{l l_0 + \frac{D^2}{4} \theta \theta_k}{D \theta_k l_0}$
3.27, в	$D \sin \frac{\pi}{4} (l - l_1)$	$0,16 \cdot 10^8 \frac{p_n \Delta^3}{\mu} D \left(\frac{2}{l_2} + \frac{1}{l_0} \right)$
3.27, г	$\frac{\pi}{8} \cdot \frac{D_4^2 - D_2^2}{\ln(D_4/D_2)}$	$0,51 \cdot 10^8 \frac{p_n h^3}{\mu} \cdot \frac{1}{\ln(D_4/D_2)}$
3.27, д	$\frac{\pi}{8} \left[\frac{D_4^2 - D_2^2}{\ln(D_4/D_2)} - \frac{D_3^2 - D_1^2}{\ln(D_3/D_1)} \right]$	$0,51 \cdot 10^8 \frac{p_n h^3}{\mu} \left[\frac{1}{\ln(D_4/D_2)} + \frac{1}{\ln(D_3/D_1)} \right]$

смазочной жидкости с динамической вязкостью $\mu = 5 \dots 50$ мПа·с (масла И-5А, И-12А, И-20А) и при давлении источника питания $p_n = 2 \dots 5$ МПа для радиальных подшипников удобно определять по формуле $\Delta_0 = 0,8 \cdot 10^{-3} D$. Для упорных подшипников с $D_1 = 50 \dots 2000$ мм принимают $h_0 = 0,01 \dots 0,05$ мм.

Нагрузочная способность подшипника

$$P = p_n A_{эф} C(e, k_1),$$

где $C(e, k_1)$ — функция, зависящая от относительного смещения вала в опоре и геометрических параметров опоры.

Условия работы гидростатических опор таковы, что смещения вала в опоре ограничены либо соображениями прецизионности, либо условиями сохранения нагрузочной способности (ограничивается значение перекоса вала в опоре). Этому полностью соответствует условие $0 \leq e \leq 0,35$, при выполнении которого с достаточной для технических расчетов точностью можно принять $C(e, k_1) = 3/(2e)$.

Жесткость радиального подшипника, Н/мм,

$$j = 3 p_n A_{эф} / \Delta, \quad (3.21)$$

для малых значений относительного эксцентриситета ($e \leq 0,35$)

$$j = 1,5 p_n D^2 / \Delta;$$

жесткость упорного подшипника при малых смещениях

$$j = 1,5 p_n A_{эф} / h_0. \quad (3.22)$$

Жесткость j гидростатического подшипника принимают с учетом баланса жесткости всего проектирующего узла. Она должна быть соизмерима с жесткостью шпинделя, втулки и сопряженных деталей. Как правило, $j \geq 50 \cdot 10^4$ Н/мм.

Расход смазочного материала, необходимый для обеспечения функционирования подшипника,

$$Q = \frac{p_n h^3 B}{12 \mu l_0} p_k.$$

где l_0 — длина щели; B — ширина щели, через которую протекает масло.

Рабочие формулы для определения расхода Q в гидростатических подшипниках, показанных на рис. 3.27, приведены в табл. 3.12.

Демпфирование в общем случае имеет три составляющие:

демпфирование, возникающее в тонком слое смазочной жидкости при периодическом сближении смазываемых поверхностей, в результате чего заключенный в зазоре между ними слой масла выдавливается и возникающая при этом реакция масляного слоя представляет собой силу демпфирования;

демпфирование в системе нагнетания, обусловленное наличием в этой системе гидравлических сопротивлений (дресселя и рабочего зазора опоры), тормозящих динамическое движение вязкой жидкости;

демпфирование, возникающее при периодическом относительном скольжении смазывающих поверхностей без их сближения.

В расчетах следует учитывать первую составляющую демпфирования, на долю которой приходится до 80% общей силы демпфирования.

Сила демпфирования в радиальной опоре на перемычках между карманами при концентричном положении вала ($\epsilon=0$)

$$F_x = \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\theta, L) R d\theta dL, \quad (3.23)$$

где L — длина подшипника;

на перемычках, ограничивающих карманы в осевом направлении,

$$F_x = 16 \frac{\mu D^3 v}{\Delta^3} l_0. \quad (3.24)$$

Эти уравнения справедливы для случая, когда вектор скорости v направлен на середину перемычки между карманами. В общем случае, когда вектор v направлен под произвольным углом φ относительно перемычки, изменяются граничные условия. С учетом этого получены рабочие формулы коэффициентов демпфирования (табл. 3.13) для наиболее распространенных конструкций радиальных гидростатических подшипников.

Сила демпфирования, пропорциональная скорости сближения поверхностей, возрастает нелинейно с увеличением эксцентриситета. Следовательно, принимать ее постоянной нельзя, а полагать ее изменяющейся линейно можно только при малых значениях перемещений подвижной части опоры ($\epsilon \leq 0,35$).

Анализ результатов численных решений показал, что для скоростей $v \leq 10^{-2}$ м/с и малых ($\epsilon \leq 0,35$) значений эксцентриситета функцию силы демпфирования, возникающей в тонком слое смазочной жидкости на ограничивающих карманы перемычках, допустимо аппроксимировать выражением

$$F_{x,\epsilon} = F_{x,\epsilon=0} (1 + \epsilon \sqrt{2}), \quad \epsilon \leq 0,35.$$

При этом погрешность не превышает 3% при $\epsilon \leq 0,2$ и 7% при $\epsilon = 0,35$ (для $v \leq 10^{-2}$ м/с).

Сила демпфирования для упорных подшипников (подпятников)

$$F_x = \int_A p dA, \quad (3.25)$$

где A — площадь диска.

3.13. Формулы для расчета коэффициента демпфирования в гидростатических подшипниках

См. рисунок	Коэффициент демпфирования ξ , Н.с/мм
3.27, а	$12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [l \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,33 l_0]$
3.27, б	$12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [1,33 l \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,2 l_0]$
3.27, в	$12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [(l + l_1) \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + l_2 + l_3 + 0,67 l_0]$
3.27, г	$0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^2} [D_2^4 - D_1^4]$
3.27, д	$0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^2} \left[D_4^4 - D_1^4 + D_2^4 - D_1^4 - \frac{(D_4^2 - D_2^2 + D_2^2 - D_1^2)^2}{\ln [D_4 D_2 / (D_2 D_1)]} \right]$
3.27, е	$0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^2} \left[D_4^4 - D_2^4 + D_2^4 - D_1^4 + \left(1 - \frac{2\theta_k}{2\pi}\right) (D_2^4 - D_1^4) - \frac{(D_4^2 - D_2^2 + D_2^2 - D_1^2)^2}{\ln [D_4 D_2 / (D_2 D_1)]} \right]$

Примечание. При расчете значения величин, входящих в формулы, должны иметь следующие единицы измерения: D_i , Δ , h , l_i — в мм, μ — в МПа·с, θ , φ — в рад, F_x — в Н, v — в мм/с.

Интегрирование выражения (3.25) с соответствующей подстановкой граничных условий [12] дает возможность получить рабочие формулы для вычисления коэффициентов демпфирования в наиболее распространенных конструкциях гидростатических подпятников (см. рис. 3.27).

Гидродинамическая сила появляется на ограничивающих карманах перемычках при вращении шпинделя,

$$F_r = \mu n (D/\Delta^2) l^2 L C_r(\epsilon, k_2), \quad (3.26)$$

и может в несколько раз превышать статическую подъемную силу, а в радиальных подшипниках при определенных условиях и силу демпфирования. Она существенно влияет на точность и виброустойчивость ШУ. Функция $C_r(\epsilon, k_2)$ в выражении (3.26) зависит от относительного эксцентриситета и геометрических параметров k_2 опоры. Значение функции C_r принимают по номограммам, приведенным в [7]. При $\epsilon \leq 0,35$ и $l = (0,8 \dots 1,2) D$ $C_r = 0,2 \dots 0,4$.

Вихревое (планетарное) движение, когда ось вращающегося шпинделя движется вокруг оси втулки с угловой скоростью $\Omega = \frac{1}{k} \omega$, специфично для гидростатических подшипников. Оно вызывается вращающимися силами и силами инерции и следствием является перекачивание смазочной жидкости из кармана в карман. Вихревое движение может быть синхронным или дробно-скоростным (коэффициент кратности вихря [9] $k=1, 2, \dots$). Наиболее типичен полускоростной вихрь, когда $k=2$. Среднее значение восстанавливающей силы, стремящейся вернуть ось в центральное положение,

$$F_z = m (\omega/k)^2 C_z(\epsilon, k_3),$$

где $C_\epsilon(e, k_3)$ — функция, зависящая от относительного эксцентриситета e и геометрических параметров опоры k_3 .

При $L = (0,8 \dots 1,2)D$, $l_0 = (0,08 \dots 0,12)D$ и $e \leq 0,35$ можно с точностью, удовлетворяющей инженерным расчетам, принимать $C_\epsilon = e/2$, где e — значение абсолютного эксцентриситета.

Гироскопический момент в ШУ следует учитывать, как показали результаты численных и натурных экспериментов, начиная со значений показателя $Dn > 5 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹. В результате вынужденного прецессионного движения на опоры шпинделя действует пара сил, определяемая по правилу Н. Е. Жуковского,

$$F_{\text{гир}} = I\omega\omega_{\text{пр}}/b,$$

где I — момент инерции шпинделя; $\omega_{\text{пр}}$ — угловая скорость прецессии; b — межопорное расстояние.

Для оценки перемещений переднего конца шпинделя необходимо описать движение его шеек в опорах.

Движение шейки шпинделя под действием радиальных составляющих внешней нагрузки $F_{rx}(\tau)$ и $F_{ry}(\tau)$ (рис. 3.29) описывается системой уравнений [при справедливых для гидростатических опор до-

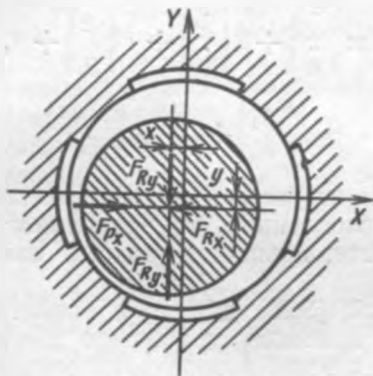


Рис. 3.29. Смещение шейки шпинделя в гидростатическом подшипнике под действием внешней нагрузки F_R

пущениях о малости относительного эксцентриситета e и безразмерной скорости $\omega^{-1}(de/d\tau)$, порядок малости которой совпадает с порядком e):

$$m\ddot{x} = F_{rx}(\tau) + F_{rx}(x, y, \dot{x}, \dot{y});$$

$$m\ddot{y} = F_{ry}(\tau) + F_{ry}(x, y, \dot{x}, \dot{y}),$$

где m — масса шпинделя; F_{rx} и F_{ry} — составляющие силы, возникающие под действием давления; x и y — составляющие смещения шейки шпинделя в опоре по осям X и Y ; $\dot{x}$ и $\dot{y}$ — составляющие скорости смещения шпинделя.

Выражая составляющие F_{rx} и F_{ry} через давления в карманах, анализируя порядок малости входящих в систему величин и произведя определенные преобразования в соответствии с рекомендациями [13], получаем в результате выражения для составляющих сил реакции в

опоре:

$$\begin{pmatrix} F_{p_x} \\ F_{p_y} \end{pmatrix} = -\frac{3}{2} \frac{D(l+l_0)z}{\pi \sin^2\left(\frac{\pi}{z}\right) + \frac{(l+l_0)l_0}{Dl_k}} \left[\frac{p_n}{2\Delta} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \frac{\mu(l+l_0)l_0}{(\Delta/2)^3} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} \right]. \quad (3.27)$$

Коэффициенты при x и y в выражении (3.27) являются жесткостью, а коэффициенты при $\dot{x}$ и $\dot{y}$ — коэффициентами демпфирования.

Иногда необходимо учитывать сжимаемость смазочной жидкости, обусловленную резким возрастанием коэффициента сжимаемости при увеличении процента содержания нерастворенного воздуха, что особенно сильно проявляется при малых давлениях ($p_n < 0,5$ МПа). Самым сильным источником аэрации являются воздушные уплотнения, применяемые в ШУ.

Учет сжимаемости приводит к появлению дополнительного члена в уравнениях баланса расхода, отражающего изменение объема смазочной жидкости с изменением давления. Система уравнений (3.27) трансформируется к уравнениям, описывающим движение шпинделя в опоре под действием внешней нагрузки F_R :

$$\begin{aligned} \xi m \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + m \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \xi \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + j \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + j_0 \begin{pmatrix} y \\ x \end{pmatrix} = \\ = \begin{pmatrix} F_{R_x} \\ F_{R_y} \end{pmatrix} + \xi \begin{pmatrix} dF_{R_x}/d\tau \\ dF_{R_y}/d\tau \end{pmatrix}, \end{aligned} \quad (3.28)$$

где j — жесткость при отсутствии вращения шпинделя; j_0 — составляющая жесткости, обусловленная его вращением; ξ — приведенный коэффициент сжимаемости, пропорциональный коэффициенту сжимаемости α .

Система уравнений (3.28) обладает симметрией, достаточной для того, чтобы свести ее к одному уравнению для комплексного эксцентриситета $e = x + iy$. Для этого второе уравнение системы умножают на мнимую единицу i и суммируют с первым уравнением:

$$\xi m e + m e + \xi e + (j - i j_0) e = F + \xi dF/d\tau, \quad (3.29)$$

где $F = F_{R_x} + i F_{R_y}$ — комплексная нагрузка на шпиндель.

Запись в комплексной форме существенно упрощает решение уравнений движения шпинделя и их анализ. Возврат к исходным переменным производится по формулам:

$$x = \operatorname{Re} e, \quad y = \operatorname{Im} e, \quad e = \sqrt{x^2 + y^2} = |e|.$$

Наиболее распространен случай, когда шпиндель подвергается воздействию гармонической постоянной по направлению нагрузки $F_{R_x} = F_R^* \cos \omega_n \tau$, $F_{R_y} = 0$, уравнение (3.29) принимает вид

$$\begin{aligned} \xi m e + m e + \xi e + (j - i j_0) e = \\ = (F_R^*/2) / [(1 + i \xi \omega_n) \exp(i \omega_n \tau) + \\ + (1 - i \xi \omega_n) \exp(-i \omega_n \tau)]. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Для получения круговой траектории движения оси шпинделя во втулке уравнение (3.30) необходимо проинтегрировать во времени.

Для частотного анализа движения более удобен безразмерный вид [13] уравнения (3.30).

Расчетные зависимости для определения смещения оси шпинделя в опоре получаем, решая уравнение (3.20):

$$|e|_{\max} = \frac{F_R}{2j} \left[\sqrt{\frac{1 + \bar{\xi}^2 \bar{\xi}^2 \bar{\omega}_n^2 / (mj)}{(1 - \bar{\omega}_n^2)^2 + [\bar{\xi}^2 / (mj)] (\bar{\xi} \bar{\omega}_n^2 - \bar{\omega}_n + \bar{\omega} / 2)^2}} + \sqrt{\frac{1 + \bar{\xi}^2 \bar{\xi}^2 \bar{\omega}_n^2 / (mj)}{(1 - \bar{\omega}_n^2)^2 + [\bar{\xi}^2 / (mj)] (\bar{\xi} \bar{\omega}_n^2 - \bar{\omega}_n - \bar{\omega} / 2)^2}} \right], \quad (3.31)$$

где $\bar{\xi} = \xi / \xi$ — безразмерный коэффициент сжимаемости; $\bar{\omega} = \omega \sqrt{m/j}$ — безразмерная частота вращения шпинделя; $\bar{\omega}_n$ — безразмерная частота нагружения.

Коэффициенты j , j_n , ξ и ζ , входящие в уравнения (3.30) и (3.31), определяют следующим образом:

статическую жесткость j определяют для разных конструкций гидростатических подшипников по формулам (3.21) и (3.22), а входящую в них величину $A_{\text{эф}}$ по табл. 3.12;

коэффициент демпфирования ξ определяют по формулам, приведенным в табл. 3.13;

составляющую жесткость j_n , обусловленную вращением шпинделя, рассчитывают по формуле $j_n = \xi \omega / 2$;

приведенный коэффициент сжимаемости ζ для радиальных четырехкарманных подшипников определяют по приближенной зависимости

$$\zeta = \sqrt{3} \cdot 10^2 \frac{\mu V}{\Delta^2} \alpha,$$

где V — объем кармана;

а при произвольном числе z для наиболее часто применяемых радиальных подшипников, изображенных на рис. 3.27, а, б, — по более точному выражению:

$$\zeta = \frac{24\mu (p_n - p_k) zVL (l + l_0)}{\Delta^2 [p_k \pi D l_k + (p_n - p_k) (l + l_0) l_0 z \sin \pi/2]} \alpha.$$

Описанные математические модели движения шпинделя в гидростатических опорах позволяют оценивать положение оси шпинделя при варьировании входящих в модели аргументов.

Тепловые потери в гидростатических опорах складываются из потерь P_μ на вязкое трение в масляных слоях опоры и затрат мощности P_Q , необходимой для прокачивания смазочной жидкости через опору при установленном давлении.

Потери на вязкое трение для радиальных подшипников в общем виде при линейном распределении скоростей в зазоре и без учета влияния распределения давлений в рабочем зазоре

$$P_\mu = M_{\text{тр}} \omega = \left[\int \int \frac{\mu v D^2}{2\Delta} d\theta dz \right] \omega, \quad (3.32)$$

где z — координата, измеренная вдоль оси подшипника; θ — угловая координата; $v = \omega D / 2$ — скорость относительного перемещения смазываемых поверхностей.

Для упорных подшипников (подпятников) и круговых направляющих потери на вязкое трение

$$P_{\mu} = M_{\text{тр}} \omega = \left[\int_0^{r_0} \frac{2\pi \mu \omega r^2}{h} \right] \omega, \quad (3.33)$$

где r_0 — внешний радиус подпятника; r — текущий радиус подпятника.

Для конических подшипников (см. рис. 3.27, *и*) момент трения

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi \mu \cos^3 \alpha}{\Delta 16 \operatorname{tg} \alpha} \left[D_1^4 - \left(\frac{D_1 - D_2}{2} \right)^4 \right] \omega. \quad (3.34)$$

Потери на вязкое трение складываются из потерь в карманах опор и на перемычках, ограничивающих эти карманы. Если глубина карманов на порядок превышает рабочий зазор и показатель $Dn < 2 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹, то величиной потерь в карманах можно пренебречь.

Оценка потерь на вязкое трение в большинстве случаев сводится к определению их на перемычках, ограничивающих карманы. Из выражений (3.32) — (3.34) выведены рабочие зависимости для потерь P_{μ} (табл. 3.14).

Затраты мощности на прокачивание рабочей жидкости через опору $P_Q = Q p_{\mu}$. Рабочие зависимости для прогнозирования значений P_Q приведены также в табл. 3.14. При дроссельной системе питания фактическую производительность насоса назначают на 20—30 % больше расчетной.

Приведенные зависимости выведены для опор с дроссельной системой питания, наиболее часто применяемой в ШУ. Однако из выражений (3.32) — (3.34) легко могут быть получены зависимости для прогнозирования потерь в опорах с системой питания насос—карман и с регуляторами расхода. При этом следует учитывать рекомендации, приведенные в работе [4], а для расчета величин P_{μ} и P_Q надо использовать формулы, указанные в табл. 3.14.

Функции суммарных потерь энергии $P_{\Sigma} = P_{\mu} + P_Q$ для всех типов гидростатических опор и направляющих имеют экстремальный характер в зависимости от рабочего зазора и вязкости смазочной жидкости. Следовательно, выбор оптимальных значений рабочего зазора и вязкости может быть осуществлен по условию минимизации потерь на трение.

Модели для энергетических потерь в высокоскоростных гидростатических опорах. Совершенствование конструкций гидростатических опор позволило применить их в качестве подшипников высокоскоростных ШУ, предназначенных, например, для скоростного силового шлифования со скоростью резания 100 м/с и выше. Окружная скорость шпинделя в гидростатических подшипниках при этом достигает 50 м/с, и соответственно показатель $Dn = 10^6$ мм·мин⁻¹. При проектировании гидростатических опор с такими скоростями скольжения особое внимание следует уделять прогнозированию потерь на трение, так как они ограничивают область применения опор. Начиная с $Dn > 2 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ необходимо учитывать потери в карманах, вызывающие существенное увеличение мощности холостого хода, или же учитывать такое уменьшение зазоров в упорных подшипниках, которое не обеспечивает их работоспособность и даже вызывает заклинивание шпинделя.

Для получения выражений, учитывающих потери на вязкое трение в карманах гидростатических опор, суммируют силы вязкого со-

3.14. Формулы расчета энергетических потерь в гидростатических подшипниках

См. рисунок	Потери $P_{\Sigma}=P_{\mu}+P_Q$, кВт
3.27, а	$P_{\mu}=0,055 \cdot 10^{-10} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta} (\pi L - 2l\theta);$ $P_Q=0,1 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0}$
3.27, б	$P_{\mu}=0,22 \cdot 10^{-10} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta} (L\theta_{\kappa} + l_0\theta);$ $P_Q=0,82 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 \Delta^3}{\mu} \frac{(ll_0 + 0,25 D^2 \theta \theta_{\kappa})}{D \theta_{\kappa} l_0}$
3.27, в	$P_{\mu}=0,055 \cdot 10^{-10} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta} [\pi (L - l_1) - 2\theta (l + l_1)];$ $P_Q=0,16 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 \Delta^3}{\mu} D \left(\frac{2}{l_2} + \frac{1}{l_0} \right)$
3.27, г	$P_{\mu}=1,08 \cdot 10^{-10} \frac{\mu n^2}{h} (D_3^4 - D_2^4);$ $P_Q=0,51 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 h^3}{\mu} \frac{1}{\ln(D_3/D_2)}$
3.27, д	$P_{\mu}=1,08 \cdot 10^{-10} \frac{\mu n^2}{h} (D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4);$ $P_Q=0,51 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 h^3}{\mu} \left[\frac{1}{\ln(D_4/D_3)} - \frac{1}{\ln(D_2/D_1)} \right]$
3.27, е	$P_{\mu}=1,08 \cdot 10^{-10} \frac{\mu n^2}{h} \left[(D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4) + \right.$ $\left. + \left(1 - \frac{x_0}{2\pi} \right) (D_3^4 - D_2^4) \right];$ $P_Q=0,51 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 h^3}{\mu} \left[\frac{1}{\ln(D_4/D_3)} - \frac{1}{\ln(D_2/D_1)} \right]$
3.27, ж	$P_{\mu}=0,034 \cdot 10^{-10} \mu \frac{n^2}{\Delta} \left[D_1^4 - \left(\frac{D_1 - D_2}{2} \right)^4 \right] \frac{\cos^3 \alpha}{\operatorname{tg} \alpha};$ $P_Q=0,05 \cdot 10^3 \frac{\rho n^2 \Delta^3}{\mu} \frac{\pi}{l_0} (D_1 + D_2)$

Примечание. При расчете значения величин, входящих в формулы, должны иметь следующие единицы измерения: μ — в МПа·с; ρn — в МПа; n — в мин⁻¹; θ , θ_{κ} — в рад; линейные — в мм.

противления, действующие на элементарные площадки кармана при общепринятом допущении о постоянстве вязкости смазочной жидкости во всем рассчитываемом объеме жидкости (и в зазоре, и в кармане). Такая элементарная площадка имеет ширину l (равна ширине кармана), а длину dx . Сила вязкого сопротивления

$$dF = \mu \frac{dv}{dh} l dx,$$

где dv/dh — градиент скорости движения смазочной жидкости; он является показателем интенсивности изменения скорости по нормали к ее направлению и величиной, непосредственно определяющей силу трения между подвижной и неподвижной поверхностями гидростатической опоры.

В результате интегрирования получаем силу трения от вязкого сопротивления в кармане опоры:

$$F = \int dF = -0,365l \sqrt{\mu \rho v_b^3 b_k}.$$

где знак минус означает, что сила вязкого сопротивления F противоположна по направлению v_b ; ρ — плотность смазочной жидкости, кг/м³; v_b — скорость движения вала; b_k — ширина кармана.

В общем виде момент трения в карманах гидростатического подшипника

$$M_{тр} = \frac{zD}{2} 0,365l \sqrt{\mu \rho v_b^3 b_k}.$$

Рабочая формула для определения энергетических потерь, кВт, в карманах цилиндрического подшипника в принятых единицах измерения будет иметь вид

$$P_\mu = M_{тр}\omega = 0,512 \cdot 10^{-20} z D^3 n l \sqrt{\mu \rho \theta n}.$$

В наиболее общем случае, начиная с какого-то сечения, глубина t кармана становится меньше t_{min} (рис. 3.30), обеспечивающего наи-

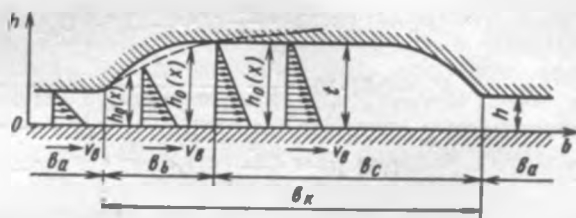


Рис. 3.30. Распределение скоростей в потоке смазочной жидкости

меньшие потери на трение в карманах, и трение в карманах увеличивается, так как скорость потока жидкости на дне кармана не может достичь минимума. Суммарные потери, кВт, на вязкое трение при условии, что глубина кармана в каждом сечении по X соответствует t_{min} , для распространенной конструкции радиального подшипника без дренажа

$$P_\mu = 0,055 \cdot 10^{-16} \mu \frac{n^2 D^3}{\Delta} \left(\pi L D - z l \frac{D \theta}{2} \right) + \\ + 0,512 \cdot 10^{-20} z n^2 D^3 l \sqrt{\mu \rho \theta_b n} + 0,055 \cdot 10^{-16} \mu \frac{n^2 D^3}{t} z l \frac{D \theta_c}{2}, \quad (3.35)$$

В выражении (3.35) первое слагаемое представляет собой потери на вязкое трение на перемычках, ограничивающих карманы опоры, второе — потери на вязкое трение в расширяющейся части кармана (угол θ_b), третье — потери на вязкое трение в части кармана (угол θ_c) глубиной $t < t_{min}$. Потерями на трение при сужении кармана справедливо пренебречь, так как они, по крайней мере, на порядок меньше потерь при расширении потока.

Рассуждения, аналогичные приведенным выше, приводят при получении расчетных зависимостей для определения энергетических потерь в упорных подшипниках. Для подшипников с одним кольцевым карманом (см. рис. 3.27, в) потери, кВт, на вязкое трение с учетом потерь в карманах

$$P_{\mu} = 1,08 \cdot 10^{-18} \mu n^2 \left(\frac{D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4}{h} + \frac{D_1^4 - D_2^4}{t} \right).$$

Для подшипников с несколькими карманами на опорной поверхности (см. рис. 3.27, е) потери на трение

$$P_{\mu} = 1,08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{h} \left[(D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4) + \left(1 - \frac{z^0}{2\pi} \right) (D_3^4 - D_2^4) \right] + \\ + 0,032 \cdot 10^{-20} z (D_3^2 - D_2^2) (D_3 - D_2)^2 n^2 \sqrt{\mu \theta_b n} + \\ + 1,08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{t} (D_3^4 - D_2^4) z \theta_c.$$

На рис. 3.31 приведены результаты расчета суммарных потерь на вязкое трение в упорном многокарманном гидростатическом подшипнике планшайбы тяжелого токарно-карусельного станка. Размеры подшипника: $D_1=5340$ мм, $D_2=5650$ мм, $D_3=5950$ мм, $D_4=6260$ мм, $h=$

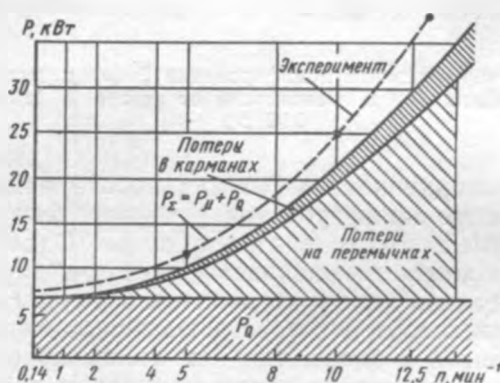


Рис. 3.31. Потери на вязкое трение в упорных гидростатических подшипниках токарно-карусельного станка с планшайбой диаметром 8750 мм

$=0,19$ мм, $t=5$ мм, $z=20$, $\theta=0,2$ рад, $\theta_b=0,05$ рад, $\theta_c=0,15$ рад, $\mu=$
 $=22$ мПа·с, $\rho=860$ кг/м³, $p_n=0,7$ МПа. Потери в карманах при частоте вращения $n=14$ мин⁻¹ составляют по отношению к потерям на перемычках 17%.

Расчет общих энергетических потерь $P_z = P_{\mu} + P_q$ дает несколько заниженные (до 10%) результаты. Это следует объяснить тем, что, во-первых, выражение P_z не полностью учитывает потери в гидравлических сопротивлениях всей системы (эти дополнительные потери в случае необходимости целесообразно учитывать соответствующим коэффициентом, не производя сложных вычислений); во-вторых, трудно определить фактическую вязкость смазочной жидкости в опоре, так как она меняется с изменением температуры.

Оптимизация параметров подшипников. Параметры гидростатических подшипников могут быть оптимизированы по каждому из частных

критериев (массе, демпфированию, жесткости, тепловым потерям, быстродействию и др.), которые являются локальными критериями оптимизации системы шпиндель — опоры при минимизации смещений переднего конца шпинделя. При оптимизации по какому-либо из этих критериев остальные переходят в разряд ограничений.

Оптимизация по демпфированию. Реальное демпфирование в системе шпиндель — опоры имеет экстремальный характер (рис. 3.32, а)

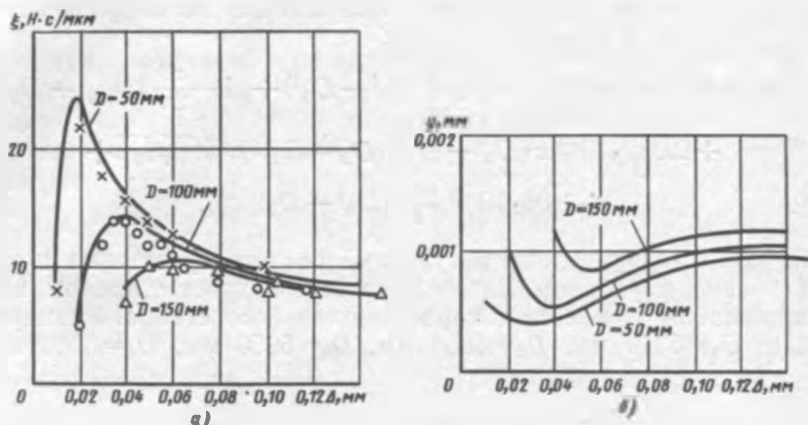


Рис. 3.32. Изменения коэффициента демпфирования ξ (а) и амплитуды колебаний у переднего конца шпинделя (б) в зависимости от зазора Δ (диаметр задней опоры 0,92 D)

[25] и обратно пропорционально $[(\Delta/2)^3]$ высоте радиального зазора. Поэтому коэффициент демпфирования ξ должен был бы неограниченно возрастать с уменьшением зазора в опоре. Однако, во-первых, в реальных условиях жесткость шпинделя, втулок и сопрягаемых с ними деталей, а также стыков между втулками и корпусом конечна. Во-вторых, с уменьшением зазора Δ возрастает максимальное значение относительного смещения e в опоре, так как минимальное значение абсолютного смещения e ограничено самим принципом действия и возможностями гидростатических опор. В-третьих, еще более сильное влияние на демпфирование в опоре с уменьшением зазора оказывает перекося шейки шпинделя во втулке; с ростом перекося демпфирование снижается тем сильнее, чем меньше диаметр шпинделя.

Экстремальный характер реальной функции демпфирования ξ_p в системе шпиндель — опоры может быть с достаточной точностью описан функцией

$$\xi_p = 2\xi E / (1 + E), \quad (3.36)$$

где ξ — теоретическое значение коэффициента демпфирования гидростатической опоры (см. табл. 3.13); $E = \exp[10^{-7}(D/\Delta)^2]$.

Значения ξ_p , рассчитанные по выражению (3.36) при трех различных диаметрах D , мм, передней опоры, приведены на рис. 3.32, а (см. сплошные линии). Расхождение расчетных и экспериментальных (см. точки) данных находится в пределах 10% и уменьшается с увеличением диаметра опоры. На рис. 3.32, б показана рассчитанная с помощью ЭВМ функция $y = \Phi(\Delta)$, где y — амплитуда колебаний переднего конца шпинделя. Она имеет четко выраженный экстремальный характер с минимумом y , соответствующим максимуму ξ_p .

Для получения наибольшего значения коэффициента демпфирования в системе (и соответственно наименьших перемещений переднего конца шпинделя) может быть рекомендовано $\Delta_{\text{опт}} = 4 \cdot 10^{-4} D$.

Демпфирование, однако, может быть не единственным и не самым значимым частным критерием при оптимизации ШУ. Например, критерием при оптимизации гидростатических опор является энергетический, и значение $\Delta_{\text{опт}}$ по энергетическим потерям отличается от $\Delta_{\text{опт}}$ по демпфированию.

Оптимизация по жесткости. Жесткость гидростатических подшипников при малых значениях относительного эксцентриситета $\epsilon \leq 0,35$ и при $L = (0,8 \dots 1,2) D$ для удобства поиска оптимальных значений целесообразно представлять в безразмерном виде:

$$J = j / [D^2 \rho_n / \Delta]. \quad (3.37)$$

Для гидростатических подшипников с подачей смазочной жидкости в карман через дроссель относительная жесткость имеет экстремальный характер в зависимости от отношения $R_{\text{вх}}/R_{\text{вых}}$ гидравлических сопротивлений на входе в карманы и выходе из них и от отношения давления в кармане к давлению насоса p_k/p_n . Исследование выражения (3.37) показывает, что оптимальное соотношение сопротивлений $(R_{\text{вх}}/R_{\text{вых}})_{\text{опт}} \approx 1$ (рис. 3.33, а), а $(p_k/p_n)_{\text{опт}} = 0,3 \dots 0,5$ (рис. 3.33, б) при указанных выше малых значениях ϵ .

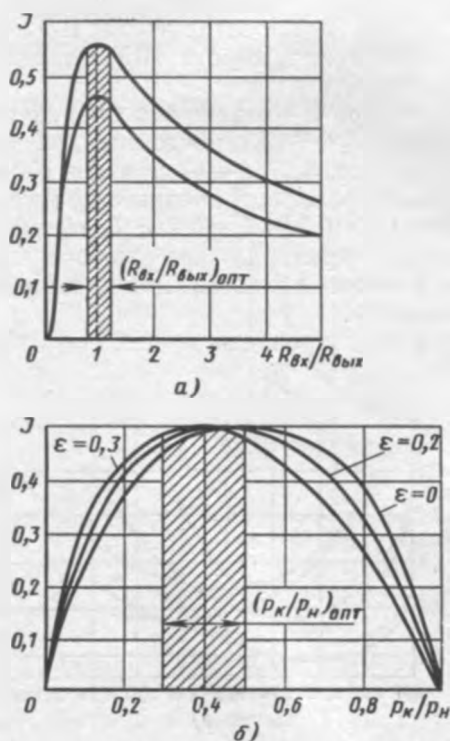


Рис. 3.33. Изменение жесткости гидростатического подшипника при изменении отношений $R_{\text{вх}}/R_{\text{вых}}$ (а) и p_k/p_n (б)

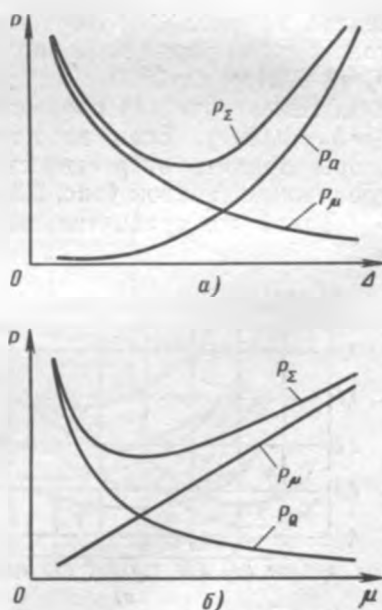


Рис. 3.34. Тепловые потери в радиальных гидростатических подшипниках при изменении зазора Δ (а) и вязкости μ смазочной жидкости (б)

Оптимизация по тепловым потерям. В высокоточных и тяжелонагруженных станках важнейшим критерием оптимизации гидростатических опор представляется энергетический (тепловыделение в опорах должно быть минимальным).

Функции суммарных потерь энергии $P_z = P_\mu + P_Q$ для всех типов гидростатических опор и направляющих имеют экстремальный характер в зависимости от рабочего зазора Δ (или h) (рис. 3.34, а) и от вязкости μ смазочной жидкости (рис. 3.34, б). Следовательно, по условию минимизации потерь на трение можно выбрать рабочий зазор $dP_z/d\Delta = 0$ и вязкость $dP_z/d\mu = 0$.

Функцию P_z целесообразно численно исследовать с помощью ЭВМ. Алгоритм автоматизированного исследования [25] энергетических потерь в опоре учитывает специфические особенности проектирования гидростатических опор и, в частности, дискретность их параметров. Он позволяет достаточно подробно просмотреть значения функции P_z в области ее минимальных значений при ограничении поиска значений в экстремальной области путем сравнения значений ее составляющих P_μ и P_Q . Поиск в направлении уменьшения значений Δ относительно $\Delta_{\text{опт}}$ оканчивается при $P_\mu = 15P_Q$, а в направлении увеличения Δ — при $3P_\mu = P_Q$. Кроме того, поиск целесообразно ограничить предельно допустимыми значениями Δ_{min} и Δ_{max} , μ_{min} и μ_{max} , а также предельно допустимыми тепловыми потерями.

Исследование тепловыделения позволяет на стадии эскизного проекта выбрать конструкцию гидростатического подшипника при заданном допустимом уровне тепловых потерь в проектируемом ШУ, что способствует повышению параметрической надежности ШУ благодаря уменьшению тепловых смещений шпинделя.

Сравнительная оценка тепловых потерь в однотипных опорах приведена на рис. 3.35. Значения функции $P_z = \Phi(\Delta)$ показаны для трех конструкций радиальных подшипников (рис. 3.27, а—в) при $D=100$ мм; $p_n=3$ МПа; $n=2000$ мин⁻¹; $\theta=30^\circ$ С и распространенных соотношениях геометрических параметров ($L=D$; $l=0.8D$; $l_k=0.2D$; $l_0=l_2=0.1D$; $l_1=b_k=0.05D$). Если за доминирующий критерий при выборе типа опоры принять энергетический, то лучшим является подшипник без дренажных канавок (рис. 3.35, а, кривые 1).

Такой же сравнительный анализ был проведен и для двух наи-

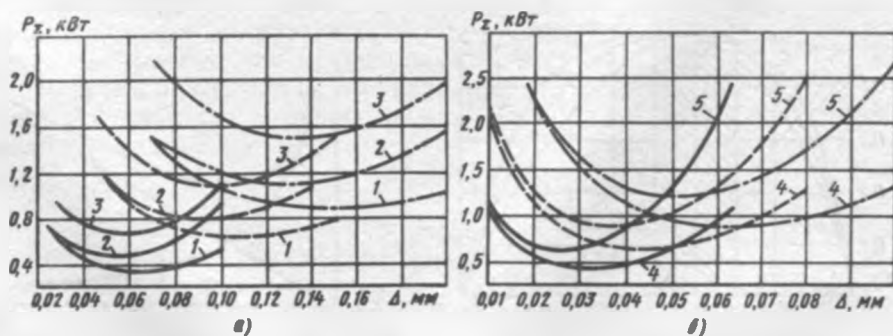


Рис. 3.35. Тепловые потери P_z в гидростатических подшипниках при изменении зазора Δ в опоре:

1 — без дренажных канавок; 2 — с дренажными канавками; 3 — с внутренним дросселированием; 4 — с центральным карманом; 5 — с кольцевым карманом; сплошные линии — при использовании масла И-5А ($\mu=7$ мПа·с); штриховые — масла И-12А ($\mu=16$ мПа·с); штрихпунктирные — масла И-20А ($\mu=32$ мПа·с)

более распространенных конструкций упорных подшипников (см. рис. 3.27, *г, д*) при тех же значениях D , ρ_v , n и θ , что и для радиальных подшипников. Наименьшие тепловые потери в зоне оптимальных значений $h_{\text{опт}}$ имеет упорный подшипник с центральным подводом смазочной жидкости (рис. 3.35, *б*, кривые 4).

Следовательно, если критерием оптимизации является энергетический, то проектировщик имеет возможность варьировать зазор в опоре в пределах $\pm(25 \dots 30)\%$ минимального значения, что позволяет наилучшим образом удовлетворить требованиям других критериев оптимизации (например, демпфирования и жесткости). Тепловые потери при этом возрастают незначительно (в пределах 10—15%).

Глубину кармана, мм, следует оптимизировать по потерям на трение в высокоскоростных гидростатических опорах. Для опор реверсируемых ШУ условие минимизации потерь на трение в карманах выдвигает ограничение на глубину кармана, являющееся критериальным при оптимизации опор по энергетическим потерям:

$$t_{\text{min}} > 5,48 \sqrt{\frac{\mu}{\rho v_b} \frac{b_k}{2}}.$$

После подстановок $v_b = \pi D n / (1000 \cdot 60)$ и $b_k = D \theta / 2$, где θ — центральный угол кармана, получаем

$$t_{\text{опт}} = 3,78 \cdot 10^2 \sqrt{\mu \theta / (\rho n)}. \quad (3.38)$$

Выражение (3.38) позволяет определять оптимальную по энергетическим потерям глубину карманов для всех конструкций радиальных и упорных гидростатических подшипников, так как оно инвариантно по отношению к размерам и числу карманов подшипников.

На рис. 3.36 приведены значения t , соответствующие $t_{\text{опт}}$ и обес-

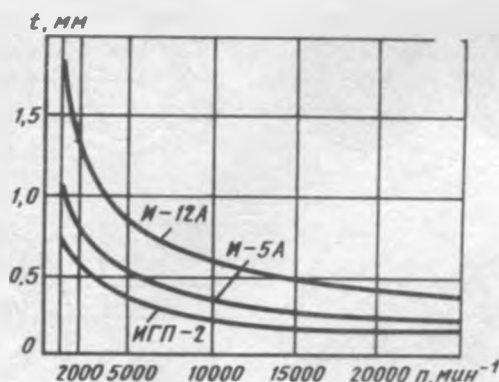


Рис. 3.36. Оптимальные значения глубины карманов

печивающие наименьшие потери на трение в карманах. Если $t < t_{\text{опт}}$, трение в кармане возрастает, так как перепад скоростей в нем не может достичь минимума. При $t > t_{\text{опт}}$ увеличивается вероятность появления вихрей на дне кармана и усиливается нежелательное влияние воздуха, нерастворенного в смазочной жидкости.

Оптимизация по быстродействию. Гидростатические опоры применяются в станках с адаптивными системами управления, причем не-

обходимо, чтобы подшипник возможно быстрее реагировал на изменение нагрузки F . В этом случае $|\partial F/\partial \Delta|$ должно быть максимальным.

Практический интерес для оптимизации гидростатических опор по быстродействию представляет нормированная степень устойчивости η_0 , которая для любой устойчивости динамической системы находится в пределах от 0 до 1. Оптимальные значения p_n и μ , а также гидравлическое сопротивление $R_{др}$ дросселя задержки для гидростатических опор с регуляторами расхода выбирают по максимуму нормированной степени устойчивости системы.

3.6. Гидродинамические опоры

Конструкции. Гидродинамические подшипники целесообразно применять, когда требуется высокая и постоянная скорость резания. При этом положение оси вращающегося шпинделя достаточно стабильно, что, как правило, обеспечивает требуемую точность обработки изделий. Классические одноклиновые гидродинамические подшипники, в которых подъемная сила при приложении нагрузки образуется в клиновом пространстве за счет эксцентричного расположения вала в опоре, применяют в ШУ редко, так как их жесткость низка.

Вследствие этого в ШУ применяют многоклиновые подшипники различных конструкций: с фасонной расточкой втулок (рис. 3.37, а), с упругодеформируемыми втулками (рис. 3.37, б), с несколькими самоустанавливающимися сегментами (рис. 3.37, в—д). Самоустанавливаемость вкладывшейся радиальных подшипников обеспечивается либо сферическим концом установочного винта (рис. 3.37, в), либо мембранным

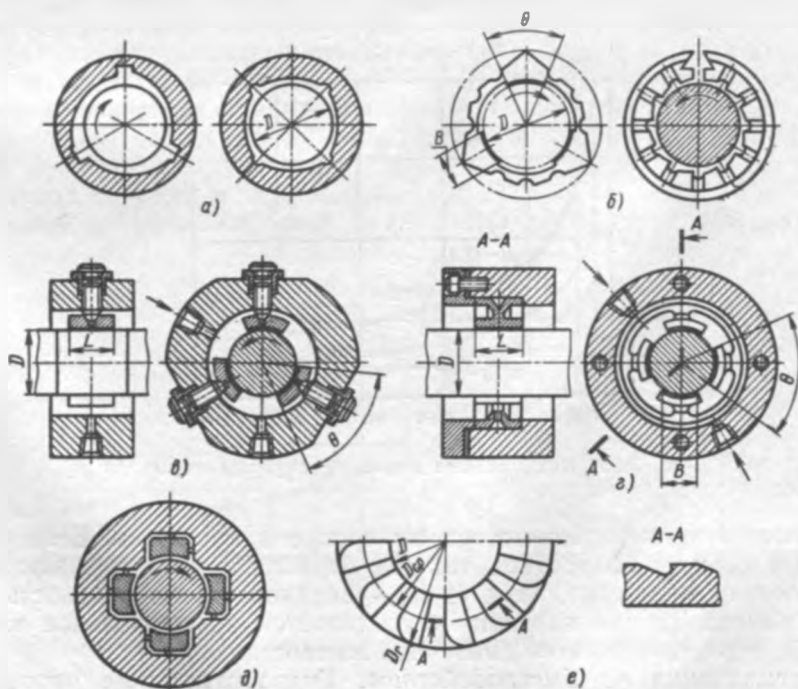


Рис. 3.37. Шпиндельные гидродинамические подшипники

(рис. 3.37, г) или точечным (рис. 3.37, д) соединением сегмента со втулкой. Если сегменты подшипника имеют возможность самоустановки не только в направлении вращения, но и в плоскости оси шпинделя, то полностью удастся избежать кромочных давлений, вызываемых несоосностью рабочих поверхностей шпинделями опорных сегментов.

Упорные гидродинамические подшипники выполняют многоклиновыми (рис. 3.37, е). Несущие масляные клинья образуются на специальных скосах, выполненных на опорных поверхностях. Масло к скосам подводится по маслопроводящим канавкам. Опорная поверхность подшипника иногда имеет возможность самоустанавливаться.

Гидродинамические подшипники имеют ряд органических недостатков: нестабильность положения оси шпинделя с изменением частоты вращения вследствие изменения гидродинамической подъемной силы; ограниченная жесткость; необходимость подкачки масла в опору; изнашиваемость в режимах пуска и останова шпинделя; технологические сложности при изготовлении опор и установке шпинделя в опоры. Перечисленные недостатки в совокупности с меньшей точностью по сравнению с точностью гидростатических опор делают область их применения весьма ограниченной. Их применяют в основном в ШУ операционных шлифовальных станков (рис. 3.38).

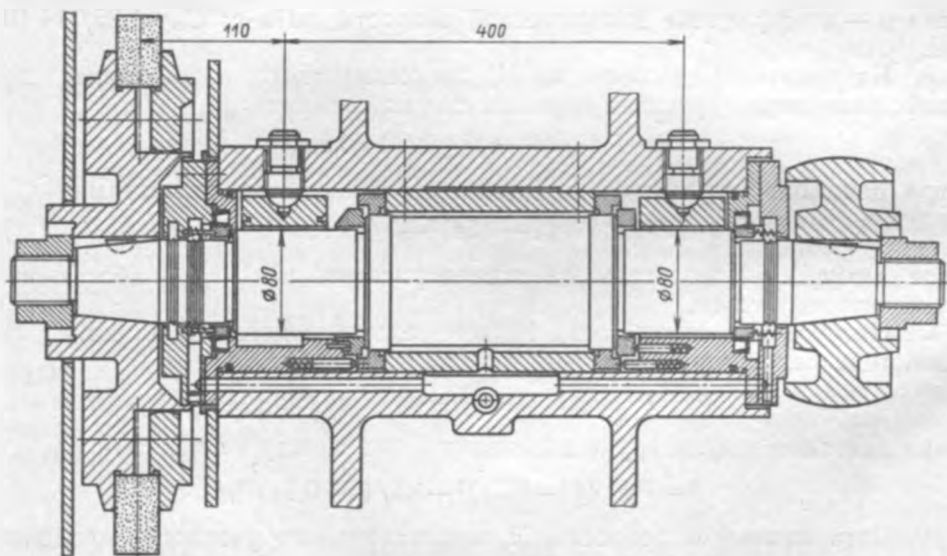


Рис. 3.38. ШУ с гидродинамическими подшипниками

Расчет характеристик. Параметры подшипника: диаметр D , длину вкладышей L , длину B дуги охвата устанавливают в зависимости от назначения проектируемого узла. На практике для радиальных гидродинамических подшипников обычно принимают $L=0,75D$, $B=0,5D$, однако проектировщик может изменять эти значения: $L=(0,25 \dots 1,0)D$; $B=(0,25 \dots 0,75)D$.

Число вкладышей в радиальном подшипнике $z=3 \dots 6$. Чем больше z , тем выше жесткость опоры. Чаще всего в ШУ станков принимают $z=3$ или 4. Для упорных подшипников $z=6 \dots 18$.

Рабочий зазор Δ рекомендуется назначать равным $0,3 \cdot 10^{-2} D$. Для упорных подшипников принимают $h = 0,01 \dots 0,03$ мм.

Расчет гидродинамических подшипников основан на гидродинамической теории смазки, согласно которой минимальная толщина $h_{\min}$ масляного слоя и положение вала в опоре определяются безразмерной характеристикой режима

$$\lambda = \omega \mu / p,$$

где ω — угловая скорость вала, с^{-1} ; μ — коэффициент динамической вязкости масла, $\text{МПа} \cdot \text{с}$; p — давление, МПа .

Крайние положения вала в подшипнике определяются значениями параметров: $\lambda = 0$ (при $\omega = 0$ или $p = \infty$, когда вал лежит на втулке) и $h_{\min} = 0$; $\lambda = \infty$ (при $\omega = \infty$ или $p = 0$, когда вал занимает во втулке центральное положение) и $h_{\min} = \Delta/2$. Гидродинамическая теория позволяет найти значения $h_{\min}$ в функции λ и других параметров опоры.

Нагрузочную способность многоклиновых радиальных гидродинамических подшипников определяют путем условной замены сегмента плоской опорой. *Нагрузочная способность*, H , одного сегмента при центральном положении шейки вала [7]

$$P_0 = 0,5 \cdot 10^{-10} \mu n \frac{DB^2L}{\Delta^2} C_L,$$

где μ — коэффициент динамической вязкости, $\text{МПа} \cdot \text{с}$; $C_L = 1,25/[1 + (B/L)^2]$.

Нагрузочная способность, H , трехсегментного подшипника при действии результирующей внешних сил на сегмент

$$P = P_0[1/(1-\epsilon)^2 - 1/(1+0,5\epsilon)^2];$$

при действии результирующей внешних сил между сегментами

$$P = P_0[1/(1-0,5\epsilon)^2 - 1/(1+\epsilon)^2],$$

где $\epsilon = 2e/\Delta$ — относительный эксцентриситет, мм, e — абсолютный эксцентриситет, мм.

Нагрузочная способность, H , четырехсегментного подшипника при действии результирующей внешних сил на сегмент

$$P = P_0[1/(1-\epsilon)^2 - 1/(1+\epsilon)^2];$$

при действии результирующей внешних сил между сегментами

$$P = P_0[1,4(1-0,7\epsilon)^2 - 1,4/(1+0,7\epsilon)^2].$$

Нагрузочная способность, H , многоклинового упорного гидродинамического подшипника (рис. 3.39)

$$P = 0,36 \cdot 10^{-10} \mu n \frac{D_{cp} B^2 L}{h^2} z C_L C_p,$$

где D_{cp} — средний диаметр упорного подшипника, мм; B — длина рабочего участка одного клина, мм; L — ширина опорной пяты, мм; h — минимальный зазор в подшипнике, мм; z — число масляных клиньев; $C_L = 1,25/[1 + (kB/L)^2]$; здесь k — отношение наклонной части рабочего участка ко всей его длине B ; C_p — функция, зависящая от соотношения величин k и t/h , здесь t — глубина скоса.

При оптимальном значении $t/h = 1,2$ [7] и $k = 0,8$ $C_p = 0,2$, при других значениях k и t значение функции C_p существенно уменьшается.

Жесткость гидродинамического радиального подшипника зависит

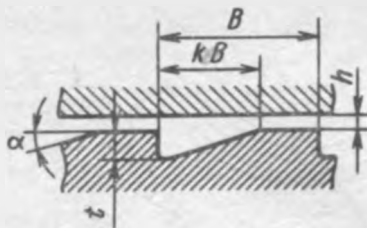


Рис. 3.39. Упорный многоклиновой гидродинамический подшипник

не только от жесткости масляного слоя, но и от жесткости сегментов, их опор и других элементов подшипника. С достаточной точностью суммарная жесткость гидродинамического подшипника

$$1/j = 1/j_m + 1/j_c,$$

где j_m — жесткость масляного слоя, Н/мм; $j_m = P/e$; j_c — жесткость стыка сегмента и корпуса подшипника, Н/мм.

Для подшипников с сегментами на сферических опорах (см. рис. 3.37, в) значение j_c зависит от контактной жесткости сферической опорной пяты сегмента и винта:

$$j_c = 0,625 \cdot 10^4 d_c^2 / k_c,$$

где d_c — диаметр опорной полусферы, мм; k_c — коэффициент контактной податливости, мм²·мкН/Н; для притертых поверхностей $k_c = 0,5$ мм²·мкН/Н.

Жесткость сферической пяты в таких подшипниках существенно ниже жесткости масляного слоя и не превышает $(25 \dots 35) \cdot 10^4$ Н/мм [7]. Основным путем повышения суммарной жесткости подшипников является повышение жесткости контакта сегментов с опорными поверхностями винтов, что достигается увеличением радиуса сфер и повышением качества притирки сопрягаемых поверхностей.

Жесткость j_c упругого основания сегмента, установленного на упругих перемышках (см. рис. 3.37, г), определяется жесткостью j_n ножки сегмента, жесткостью j_{cn} стенок упругого основания и контактной жесткостью j_{oc} стыка упругого основания подшипника с корпусом шпиндельной бабки:

$$1/j_c = 1/j_n + 1/j_{cn} + 1/j_{oc},$$

где $j_n = Ea^2/l_n$, Н/мм; $j_{cn} = 4E(a + l_a \sin \beta)b/(l_a \cos \beta)$, Н/мм; $j_{oc} = 2C_1 C_2 / k_{oc}$, здесь k_{oc} — коэффициент контактной податливости, принимают $k_{oc} = 0,75$ мм²·мкН/Н; E — модуль упругости, Н/мм²; величины a , l_n , l_a , b , C_1 , C_2 , β см. на рис. 3.40.

Жесткость, Н/мм, упорного подшипника

$$j = \frac{P}{h_0 - h_1},$$

где h_0 и h_1 — минимальные зазоры, мм, в упорном подшипнике соответственно при нагрузках $P=0$ и $P=P_1$.

Потери на трение. Потери на трение в гидродинамических подшипниках образуются как в рабочих зазорах между шпинделем и вкладышами, так и в ненагруженной зоне.

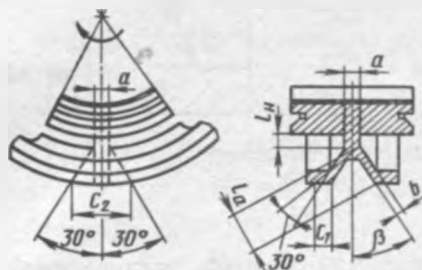


Рис. 3.40. Упругие перемычки с арочным основанием радиального гидродинамического подшипника

Потери, кВт, в многоклиновых радиальных подшипниках

$$P = 3 \cdot 10^{-18} \mu n^2 \frac{D^3}{\Delta} L \theta z + 0,34 \cdot 10^{-16} \mu n^2 \frac{D^3}{\Delta} l_0 + \\ + 0,055 \cdot 10^{-16} \mu n^2 \frac{D^2}{l} \frac{LD}{2} (2\pi - \theta z), \quad (3.39)$$

где первая составляющая учитывает потери в рабочем зазоре, вторая — потери в уплотнениях, ограничивающих вытекание масла в осевом направлении, где l_0 — размер уплотняющей перемычки в осевом направлении, последняя составляющая — потери в ненагруженной зоне подшипника.

Потери в многоклиновых гидродинамических упорных подшипниках

$$P = 0,12 \cdot 10^{-18} \mu n^2 \frac{1}{h} (D_2^3 - D_1^3) (D_2 - D_1)^2 \theta z + \\ + 1,08 \cdot 10^{-18} \mu n^2 \frac{1}{l} (D_2^4 - D_1^4) (2\pi - \theta z). \quad (3.40)$$

Размеры, входящие в выражения (3.39) и (3.40), обозначены на рис. 3.37.

Установлено, что потери на вязкое трение в ненагруженных зонах высокоскоростных гидродинамических опор следует учитывать, начиная со скорости $v > 10$ м/с (соответственно $Dn > 2 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹). В гидродинамических подшипниках с показателем $Dn < 2 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ температура масла является критериальным ограничением при выборе зазора в опоре, так как при превышении некоторой предельной температуры масло теряет свои смазочные свойства. Для промышленных масел эта предельная температура составляет 80—100° С.

Оптимизация параметров подшипников. При автоматизированном расчете основных параметров гидродинамических радиальных замкнутых подшипников определяют размеры подшипника (диаметр D и длину L), диаметральный зазор Δ и вязкость μ смазочной жидкости, которые обеспечивают оптимальные характеристики ШУ при заданных значениях частоты вращения n и нагрузки E . При этом на параметры и характеристики подшипников накладывают ограничения. Специфика проектирования ШУ на гидродинамических подшипниках такова, что величины D , n и E целесообразно полагать заданными выходными параметрами, а расчетными параметрами — относительную длину L/D , радиальный зазор $\Delta/2$ и вязкость μ .

Ограничения налагают на длину подшипника $0,25 \leq (L/D) \leq 1,0$,

толщину масляной пленки $(\Delta/2)_{\min} \geq 5$ мкм, вязкость смазочной жидкости $\mu_{\min} \geq 1,5$ мПа·с, давление в рабочем зазоре $p_{\max} \leq 200$ МПа, температуру в масляном слое $\theta_{\max} \leq 80^\circ \text{C}$, для высокоскоростных ШУ — дополнительно на массу вала и частоту вращения (подробно см. в [31]).

В качестве математической модели, описывающей характеристики радиального гидродинамического подшипника, при $0,5 \leq (L/D) \leq 1,0$ использованы уравнения:

$$\begin{aligned} (D/\Delta)f &= 18,8(L/D)^{-0,13}[7,7 \cdot 10^{-12}[S_0]]^{0,92(L/D)^{0,09}}; \\ p/p_{\max} &= 0,55(L/D)^{0,15}[7,7 \cdot 10^{-12}[S_0]]^{0,082(L/D)^{-1,5}}; \\ \frac{DL\Delta n}{4Q} &= 7,7 \cdot 10^6 (L/D)^{0,05}[7,7 \cdot 10^{-12}[S_0]]^{0,06(L/D)^{-0,22}}; \\ h_{\min} &= 0,019\Delta (L/D)^{0,56}[7,7 \cdot 10^{-12}[S_0]]^{0,38}; \\ \theta &= 0,39(L/D)^{-0,21}[7,7 \cdot 10^{-12}[S_0]]^{0,88(L/D)^{0,04}}, \end{aligned}$$

где $[S_0]$ — модифицированное число Зоммерфельда; $h_{\min}$ — в мм; θ — в $^\circ\text{C}$.

Модели получены с помощью зависимостей, имеющих в работе [31], содержащих численные решения уравнения Рейнольдса. Модели для интервала значений $0,25 \leq (L/D) \leq 0,5$ также приведены в [31].

Целью проектирования часто является создание ШУ с гидродинамическими подшипниками, имеющими минимальное тепловыделение: во-первых, с повышением температуры смазочной жидкости снижается ее вязкость и, как следствие, коэффициент демпфирования в опорах, что приводит к уменьшению запаса устойчивости системы шпиндель — опоры и увеличению шероховатости поверхности обрабатываемых изделий; во-вторых, минимизация температуры необходима для обеспечения минимальных тепловых смещений шпинделя и точности размера изделия. Тогда в качестве цели оптимизации параметров подшипников минимизируют тепловыделение в опорах путем минимизации избыточной температуры θ смазочной жидкости и ее расхода Q через опоры.

3.7. Газостатические опоры

Применение подшипников с газовой смазкой в ШУ в первую очередь обусловлено минимальными потерями на трение, что определено малой вязкостью газов. Это позволяет достичь высокой частоты вращения и показателя $Dn = 5 \cdot 10^6$ мм·мин⁻¹. Опоры имеют потенциально высокую долговечность и не загрязняют окружающую среду.

Конструкции. Конструкцию подшипника выбирают исходя из функционального назначения ШУ и совокупности следящих функциональных и конструктивных признаков опор: по типу движения (вращательные, линейные, подвесы), по форме поверхности (цилиндры, плоскости, конусы, комбинированные), по функциональному назначению (радиальные, осевые, уплотнения), по принципу действия (газостатические, газодинамические, гибридные), по характеру поверхности втулки (жесткие, податливые), по типу элемента, создающего давление в зазоре (для жестких втулок газостатических подшипников: дроссели, простые и кольцевые диафрагмы, пористые вставки, щели и др.; для жестких втулок газодинамических подшипников: карманы Релея, одно-

и многоклиновые башмаки, спиральные канавки; для податливых втулок: лепестковые, ленточные, сегментные, керамические). Первые три признака формируют тип и геометрию проектируемого подшипника, три последние — конструкцию подшипника и метод расчета его параметров, не подлежащих унификации. Поэтому при проектировании ШУ с опорами на газовой смазке в каждом конкретном случае необходим расчет.

Чаще других в ШУ применяют газостатические подшипники, которые при наличии системы принудительной подачи сжатого воздуха называются аэроэстатическими. Конструкции наиболее часто используемых в ШУ аэроэстатических подшипников показаны на рис. 3.41. Схе-

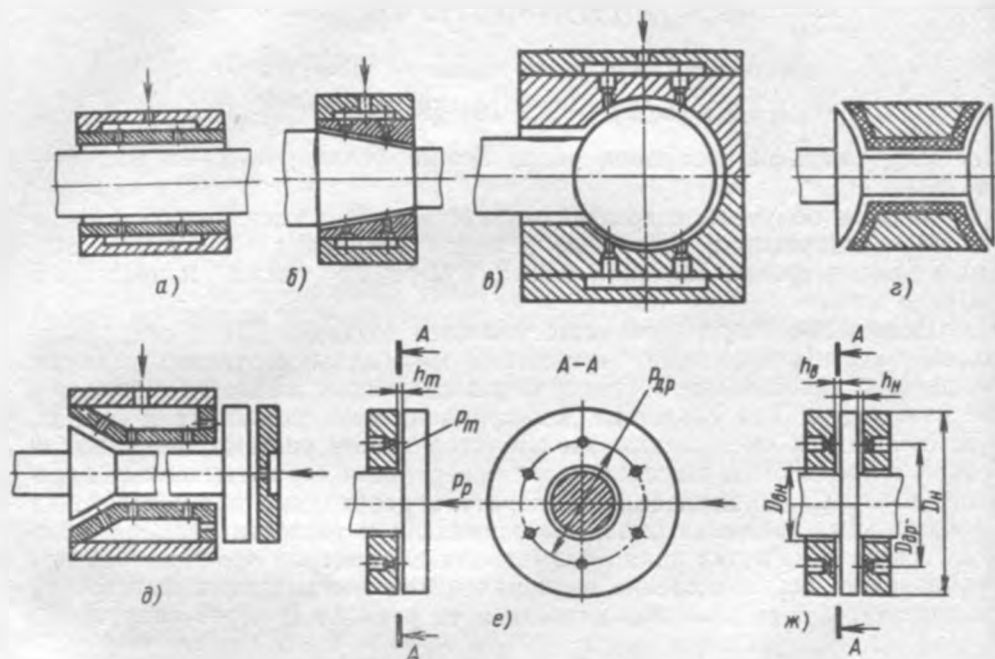


Рис. 3.41. Газостатические подшипники ШУ:

а — цилиндрический; б — конический; в — сферический; г — полусферический двусторонний; д — комбинированный; е, ж — упорные (подпятники)

мы конструкций газодинамических (аэродинамических) подшипников, относительно редко применяемых в ШУ, приведены в работах [8, 9, 17].

Радиальные подшипники

Расчет характеристик. В радиальных подшипниках (рис. 3.42) отношение $\lambda_L = L/D$, где L — длина опоры; D — диаметр опоры. Для получения большей несущей способности и жесткости подшипникового узла отношение λ_L следует выбирать достаточно большим. Несущая способность имеет максимум при $\lambda_L = 1 \dots 3$ [18], увеличение $\lambda_L > 1,5$ не приводит к заметному изменению несущей способности, тем более что подшипники с $\lambda_L > 1,5$ очень трудно выполнить технологически с малыми погрешностями формы (овальностью, конусностью и др.). С увеличением λ_L динамическая составляющая несущей способности возрастает,

следовательно, устойчивость шпинделя уменьшается. При значительном уменьшении λ_L снижается динамическая неустойчивость невращающегося вала (появляется «пневмомолоток»). Поэтому для обеспечения нормальной работы ШУ с опорами на газовой смазке следует назначать $\lambda_L = 0,75 \dots 1,5$ при числе рядов дросселей в подшипнике $b = 1$.

При проектировании изделия с аэростатическими подшипниками с целью повышения жесткости и при умеренной частоте вращения вала лучше принимать два ряда питающих дросселей ($b = 2$). Тогда следует выбирать $l = 0,25 L$ и $\lambda_L = 1,0 \dots 2,0$ (рис. 3.42).

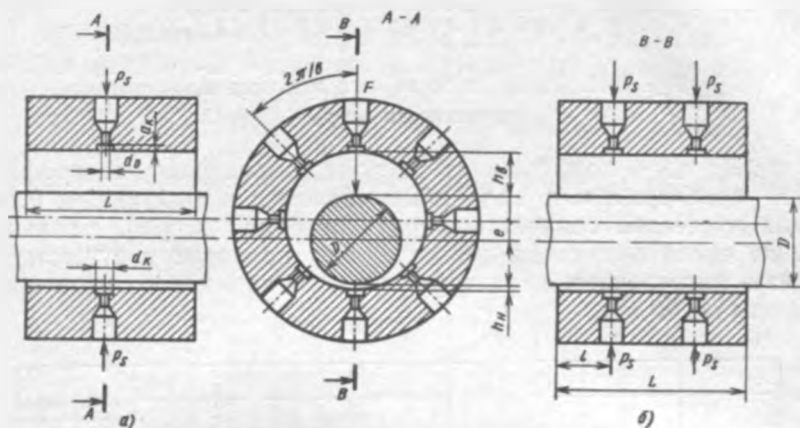


Рис. 3.42. Радиальные газостатические подшипники:
а — однорядный; б — двухрядный

Радиальный зазор. Для обеспечения нормальной работы ШУ с аэростатическими подшипниками выбор радиального зазора h_0 имеет важное значение. Если радиальный зазор будет большим, то это может привести к динамической неустойчивости и повышенной амплитуде колебаний шпинделя. Если радиальный зазор будет небольшим, то это может привести к потере несущей способности воздушного слоя даже при эксцентриситетах, близких к нулю. Поэтому согласно [17] радиальный зазор предварительно следует назначать в пределах $2h_0/D \cong (0,5 \dots 1,5) 10^3$. Окончательно значение зазора принимают после выбора числа питающих дросселей и их оптимального диаметра.

Число z и диаметр d_0 питающих дросселей. После выбора параметров (L, D, h_0) при принятом отношении $\bar{p}_a = p_a/p_s$, где p_a — давление на кромке подшипника, p_s — давление питания (наддува) аэростатического подшипника, определяют число питающих дросселей z в одном ряду из условия $\pi D/z \leq L/2$ [17]. Значения z и d_0 выбирают таким образом, чтобы шпиндель работал устойчиво и имел максимальную жесткость. При проектировании подшипников с оптимальной жесткостью по графику (рис. 3.43) исходя из отношения $\bar{p}_a = p_a/p_s$ определяют оптимальный диаметр $\bar{d}_{0\text{ опт}}$, мм;

$$\bar{d}_{0\text{ опт}} = \sqrt{\frac{\bar{d}_{\text{н опт}} h_0^2 p_s}{3\eta z b \sqrt{R\vartheta_s \lambda_L K_Q}}},$$

где η — динамическая вязкость газа, Па·с; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К); ϑ_s — температура газа, подаваемого под дав-

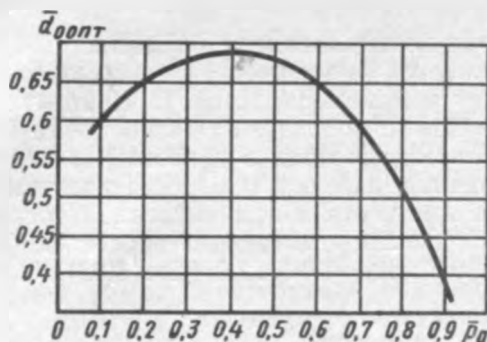


Рис. 3.43. Выбор оптимального значения $\bar{d}_{0 \text{ опт}}$ в зависимости от $\bar{p}_a$

лением p_s , K ; K_Q — коэффициент расхода, определяют по графику на рис. 3.44, предварительно задавшись числом z и выбранным b . Число питающих дросселей следует выбирать от 6 до 12 [18]. Дальнейшее увеличение числа питающих дросселей не приводит к существенному увеличению нагрузочных характеристик подшипникового узла при диаметре опоры до 50 мм.

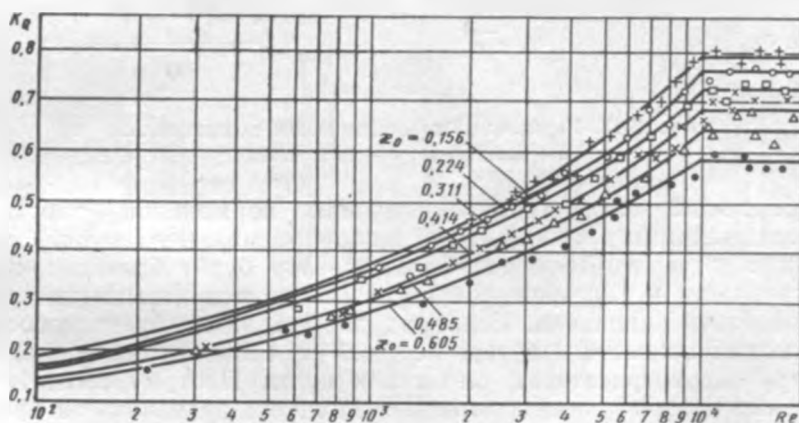


Рис. 3.44. Зависимость коэффициента расхода K_Q от числа Рейнольдса Re при различных значениях α_0

Если полученные значения $d_{0 \text{ опт}}$ технологически невыполнимы ($d_{0 \text{ опт}} < 0,1$ мм) или не соответствуют стандартным диаметрам сверл или внутренним диаметрам часовых камней, то округляют (в сторону увеличения) полученное значение $d_{0 \text{ опт}}$ до технологически выполнимого значения, при этом следует скорректировать зазор h_0 или z , чтобы оптимальное соотношение между z , h_0 , d_0 сохранялось. При этом необходимо, чтобы диаметр $\bar{d}_{0 \text{ опт}}$ остался прежним.

Диаметр d_k и глубину t_k кармана подшипника обычно назначает конструктор исходя из габаритных размеров подшипникового узла и с учетом обеспечения динамической устойчивости. На основе полученных экспериментальных данных и исходя из условия устойчивости глубину кармана необходимо назначать из соотношения $t_k = (0,2 \dots 0,4)d_{0 \text{ опт}}$. Уменьшение t_k может привести к некоторому снижению

нагрузочных характеристик, при увеличении t_k шпиндель может попасть в область неустойчивости. На основании экспериментальных исследований установлено, что можно принять соотношение $d_k = (10 \dots 30)d_0$. Меньшие значения относятся к большим диаметрам дросселей, большие — к меньшим.

Статическая жесткость j и нагрузочная способность P . В большинстве случаев подшипники проектируют с максимальной жесткостью воздушного слоя. При выбранных и рассчитанных параметрах ($L, D, \rho_s, \rho_a, z, b, h, d_{0\text{ опт}}, \eta, \theta_s, R, K_Q$) максимальную жесткость в диапазоне относительных эксцентриситетов $\epsilon = e/h_0 = 0 \dots 0,4$, где e — абсолютный эксцентриситет, мм, определяют по формулам (3.42) или (3.44), для $\epsilon \rightarrow 0$. При $\epsilon > 0,4$ жесткость следует определять по расчетному графику $P = f(\epsilon)$, который строят после расчетов по формулам (3.41) или (3.43).

Расчет статической жесткости и нагрузочной способности аэростатических подшипников основан на определении давления p_m внутри зазора, связанного определенными соотношениями с давлением наддува p_s и давлением p_a окружающей среды, перепад которых существенно влияет на значение жесткости (рис. 3.45). Давление p_m в зазоре опре-

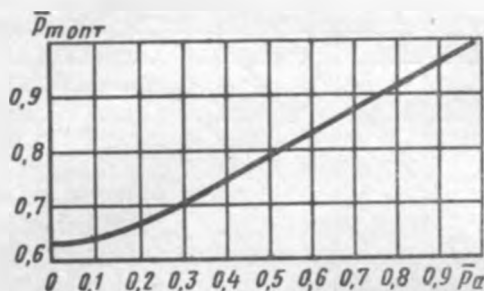


Рис. 3.45. Выбор оптимального значения $\bar{p}_{m\text{ опт}}$ в зависимости от $\bar{p}_a$

деляют исходя из равенства потоков газа, проходящего через дроссель и зазор, при решении основного уравнения Рейнольдса с учетом упрощающих допущений [14]. Размеры подшипников рассчитывают исходя из максимального значения радиальной жесткости j и радиальной нагрузочной способности P .

Нагрузочную способность определяют по среднему давлению

$$p_{\text{ср(н,в)}} = \frac{2}{3} [(\bar{p}_m^3 - \bar{p}_a^3) / (\bar{p}_m^2 - \bar{p}_a^2)]$$

с учетом того, что текущий радиальный зазор h_m изменяется с изменением относительного эксцентриситета $\epsilon = e/h_0$ (см. рис. 3.42); $h_{m(\text{н,в})} = h_0(1 \mp \epsilon)$, где значение $h_{m\text{н}}$ и знак минус относятся к значению наибольшего давления $\bar{p}_n$ в зазоре, а значение $h_{m\text{в}}$ и знак плюс — к наименьшему давлению $\bar{p}_a$. Относительные давления $\bar{p}_n$ и $\bar{p}_a$ представляют собой соответственно отношения p_n/p_a и p_a/p_a .

Радиальная статическая нагрузочная способность газового слоя аэростатического однорядного подшипника

$$P = (\pi D L \rho_s / 4) (\bar{p}_{\text{ср-н}} - \bar{p}_{\text{ср-в}}). \quad (3.41)$$

Радиальная статическая жесткость газового слоя аэростатического однорядного подшипника

$$j = dP/de = [\pi D L p_s / (4 h_0)] [d\bar{p}_{ср.н}/d\epsilon - d\bar{p}_{ср.в}/d\epsilon].$$

Для определения производных необходимо их выразить через $\bar{p}_{ср(н,в)}$, тогда выражение для j при известном эксцентриситете ϵ и значении $\bar{p}_{н(в)}$ получить затруднительно, так как безразмерное давление $\bar{p}_{н(в)}$ входит в эти формулы в дробной степени. Для упрощения расчетов статической жесткости j построен график изменения $d\bar{p}_{ср(н,в)}/d\epsilon = \bar{j}_{н(в)}$ в зависимости от $\bar{p}_н$ при $\epsilon \rightarrow 0$ для различных $\bar{p}_в$ для воздуха (рис. 3.46). Тогда радиальная статическая жесткость аэростатического однорядного подшипника

$$j = [\pi D L p_s / (4 h_0)] [\bar{j}_н / (1 - \epsilon) - \bar{j}_в / (1 + \epsilon)], \quad (3.42)$$

которая справедлива для критического и докритического истечения газа из дросселя.

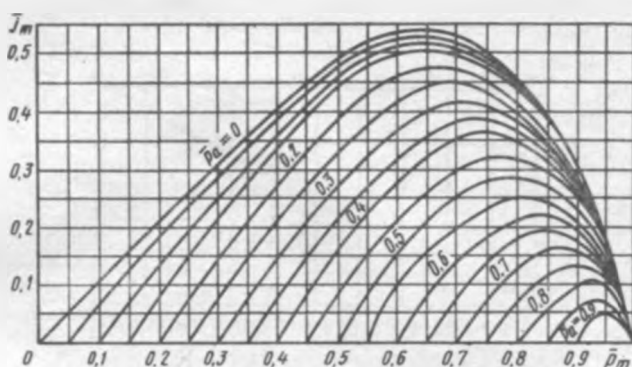


Рис. 3.46. Зависимость удельной жесткости $\bar{j}_m$ подшипника от давлений $\bar{p}_н$ и $\bar{p}_в$

Для двухрядного аэростатического подшипника радиальная статическая нагрузочная способность

$$P = (\pi D l p_s / 2) \{ (\bar{p}_{ср.н} - \bar{p}_{ср.в}) + [L / (2l) - 1] (\bar{p}_н - \bar{p}_в) \}, \quad (3.43)$$

а статическая радиальная жесткость

$$j = [\pi D l p_s / (2 h_0)] \{ \bar{j}_н / (1 - \epsilon) + \bar{j}_в / (1 + \epsilon) + [L / (2l) - 1] [\bar{j}_н (\bar{p}_н^2 - \bar{p}_в^2) / (2 \bar{p}_н (\bar{p}_н - \bar{p}_{ср.н})) - \bar{j}_в (\bar{p}_в^2 - \bar{p}_н^2) / (2 \bar{p}_в (\bar{p}_в - \bar{p}_{ср.в}))] \}. \quad (3.44)$$

Приведенные формулы определены при условии одномерного течения газа по зазору, для учета перетечек газа при двухмерном течении газа необходимо использовать эмпирические коэффициенты [17].

Анализ динамической неустойчивости. По результатам расчета безразмерного давления $\bar{p}_{н(в)}$ для заданного относительного эксцентриситета ϵ находят давление $\bar{p}_{н(в)} \leq 0,528$ и соответствующий ему относительный эксцентриситет ϵ , для которого определяют число Рейнольдса $Re = 4 Q_0 / (\pi D_0 \eta)$. Если число Рейнольдса $Re \geq 2700$ при $\bar{p}_{н(в)} \leq 0,528$, то в аэростатической опоре наступают автоколебания типа «пневмомоло-

ток». Относительный эксцентриситет, при котором наступает динамическая неустойчивость типа «пневмомолоток», занижают относительно расчетного на 0,1. Полученное значение относительного эксцентриситета соответствует рабочему эксцентриситету $\varepsilon_{\text{раб}}$. Если при $\varepsilon=0 \dots 0,4$ возможны режимы неустойчивости ($Re \geq 2700$ и $\bar{p}_m \leq 0,528$), следует увеличить d_0 при $h_0 = \text{const}$, либо уменьшить h_0 при $d_0 = \text{const}$ и рассчитать $P=f(\varepsilon)$ заново.

Расход воздуха для питания подшипника. После окончательного определения параметров ШУ с аэростатическими подшипниками ($L, D, \bar{p}_s, \bar{p}_a, h_0, d_0, d_k, z, b, K_Q$) рассчитывают требуемый расход воздуха при $\varepsilon \rightarrow 0$

$$Q_0 = (\pi d_0^2 p_s z K_Q / 4) \sqrt{\frac{2k}{(k-1) R \bar{\theta}_s} (\bar{p}_m^{2/k} - \bar{p}_m^{(k+1)/k})}.$$

Если расход воздуха не обеспечивает компрессор или воздушная заводская магистраль, то следует уменьшить h_0 или давление наддува p_s . После выбора новых значений параметров h_0 и p_s необходимо заново рассчитать и оценить возможности использования опор с новыми параметрами.

Оптимизация параметров подшипников позволяет получить максимальные значения несущей способности и жесткости, а также обеспечить устойчивую работу подшипника.

Имеются два способа получения максимальной жесткости j_{max} с определением текущего давления p_m при $\varepsilon \rightarrow 0$. Во-первых, жесткость газового слоя радиального аэростатического подшипника рассматривают в зависимости от изменения диаметра d_0 питающих дросселей при заданном радиальном зазоре, во-вторых, рассматривают изменение радиального h_m при заданном диаметре d_0 питающих дросселей.

Для определения давления p_m , при котором будет обеспечена максимальная жесткость, необходимо найти производную от жесткости j по давлению p_m и приравнять ее нулю, что больше соответствует значению $h_0 = \text{const}$. Для воздуха максимум находят при $\bar{p}_m \geq \bar{p}_{m \text{кр}} = 0,528$ (рис. 3.46). Результаты дифференцирования приведены в виде графика на рис. 3.45. Точность расчета характеристик аэростатических подшипников зависит от выбора значений давления p_m и, в первую очередь, от выбора и оценки характера течения газа в дросселе и в зазоре подшипника, особенно при $\varepsilon > 0,4$, а также от коэффициента расхода K_Q в зоне наименьшего зазора, который определен экспериментально (см. рис. 3.44). Текущее давление p_m определяют как функцию геометрических размеров элементов подшипника и параметров газа, называемых параметрами режима. При постоянном коэффициенте расхода $K_Q = 0,8$ параметр режима

$$P_2 = \pi h_0^3 (1 \pm \varepsilon)^3 p_s (1 + \chi_m)^{3/2} K_{om} / (12 \eta b z \sqrt{R \bar{\theta}_s} \lambda_L A_0 K_Q).$$

При $\varepsilon \neq 0$ коэффициент расхода K_Q может принимать значение менее 0,8, тогда параметр режима

$$\begin{aligned} P_1 &= [\pi h_0^3 (1 \pm \varepsilon)^3 p_s K_{om} / (12 \eta b z R \bar{\theta}_s \lambda_L)] \{0,04 [4 / (\pi d_0 \eta)]^{0,327} \times \\ &\quad \times [A_0 p_s / (1 - \chi_m^2)^{3/2} \sqrt{R \bar{\theta}_s}] \}^{-1,486} = \\ &= \left[\sqrt{\frac{2k}{k-1} (\bar{p}_m^{2/k} - \bar{p}_m^{(k+1)/k})} \right]^{1,486} / (\bar{p}_m^2 - \bar{p}_a^2), \end{aligned}$$

где $\chi_m = d_0^2 / (4d_k h_m)$; K_{0m} — определяют по формулам, приведенным в работе [19]; $A_0 = \pi d_0^2 / 4$, м²; k — показатель адиабаты.

Значения параметров режима Π_2 и Π_1 представлены на рис. 3.47.

После определения значений L , D , z , b , h_0 , d_0 , d_k исследуют нагрузочную способность во всем интервале значений эксцентриситета e с использованием зависимостей (3.41) — (3.44) и графиков, приведенных на рис. 3.47. (Расчеты целесообразно проводить с помощью ЭВМ [26].)

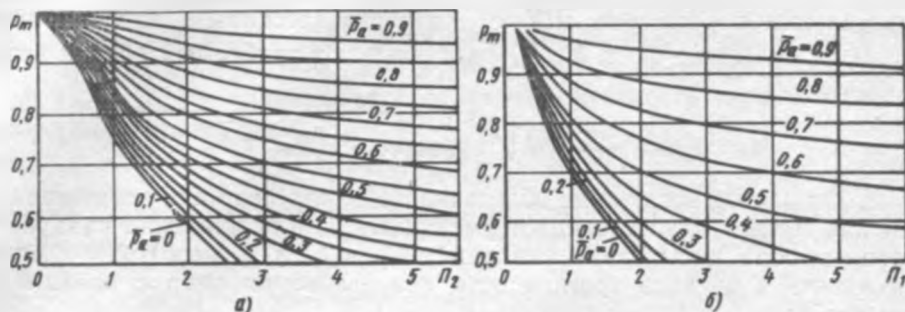


Рис. 3.47. Значения параметров режима:
а — Π_2 при $K_Q = \text{const}$; б — Π_1 при $K_Q = \text{var}$

В итоге строят зависимость $P = f(e)$. Из условий обеспечения требуемой точности и с учетом массы шпинделя определяют допустимое значение эксцентриситета. Когда известны силы, действующие на шпиндель, то допустимое значение эксцентриситета определяют с учетом всех действующих сил. В любом случае должно быть $e \leq 0,8$.

Упорные подшипники (подпятники)

Радиус $R_{др}$, на котором должны быть расположены дроссели подпятника (см. рис. 3.41, е, ж) [9],

$$R_{др} = \sqrt{R_n R_n}, \quad (3.45)$$

где внутренний R_n и наружный R_n радиусы кольцевого подпятника зависят от габаритных размеров ШУ, воспринимаемых внешних нагрузок и угловой устойчивости шпинделя; $R_n/R_n = 0,2 \dots 0,8$.

Число питающих дросселей z в подпятнике выбирают из условия [17]

$$z \geq 2\pi R_{др} / (R_n - R_n).$$

По технологическим соображениям число питающих дросселей выбирают четным: 4, 6, 8, 12, 16 и т. д.

Зазор h_0 в подпятнике следует назначать в зависимости от отношения $h_0/R_{др} = (0,5 \dots 2) 10^{-3}$. Окончательно зазор выбирают после получения необходимых нагрузочных характеристик.

Диаметр питающих дросселей d_0 определяют аналогично диаметру дросселей для радиальных подшипников:

$$d_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\bar{d}_{\text{опт}} h_n^2 p_s}{3\eta z \sqrt{R \delta_s K_Q (R_n/R_n)}}}.$$

Глубина t_m микроканавки и глубина t_k кармана. Глубину кармана выбирают так же, как и глубину кармана радиальных подшипников. В реальных опорах для равномерного распределения давления по окружности подпятника питающие дроссели соединяют микроканавкой (рис. 3.48) [9]. Требования к выбору площади поперечного сечения ка-

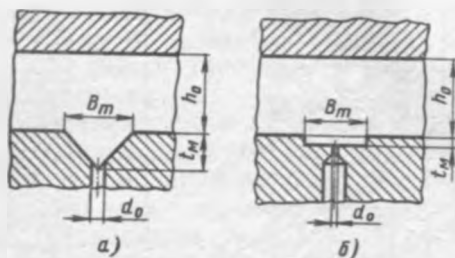


Рис. 3.48. Профили микроканавок:
а — треугольный; б — прямоугольный

навки ограничены условиями устойчивости. Исходя из этого глубина канавки треугольного профиля (рис. 3.48, а) [9]

$$t_m < \sqrt{0,173 \frac{1 - (R_n/R_n)^2}{\sqrt{R_n/R_n}} R_n h_0};$$

глубина канавки прямоугольного профиля (рис. 3.48, б):

$$t_m < 0,7 \frac{1 - (R_n/R_n)^2}{B_m \sqrt{R_n/R_n}} R_n^2 h_0,$$

где B_m — ширина прямоугольной канавки; $B_m = (3 \dots 5) d_0$.

Статическая жесткость j и нагрузочная способность P . В большинстве случаев подпятник проектируют с максимальной жесткостью воздушного слоя. При выбранных и рассчитанных параметрах (R_n , R_n , $R_{др}$, p_a , p_a , z , h_0 , $d_{опт}$, η , ϕ_n , R , Q_0) расчет нагрузочной способности P основан на определении давления p_m внутри зазора, которое определяется так же, как давление внутри зазора радиального подшипника (см. рис. 3.45). Нагрузочная способность подпятника [17]

$$P = \pi R_{др}^2 p_s (R_n^2 - R_s^2) \times \\ \times \left\{ \bar{p}_m \left[1 - 0,5 (1 - \bar{p}_a^2 / \bar{p}_m^2) \frac{\bar{R}_n^2 - 2 + \bar{R}_s^2 + 2(1 - \bar{R}_s^2) \ln \bar{R}_s}{2(\bar{R}_n^2 - \bar{R}_s^2) \ln \bar{R}_s} \right] - \bar{p}_a \right\}, \quad (3.46)$$

где $\bar{R}_s = R_s/R_{др}$; $\bar{R}_n = R_n/R_{др}$.

Статическую жесткость j подпятника определяют по графику зависимости $P = f(h_0)$. Для этого по формуле (3.46) определяют значения P для различных значений h_0 , например для $h_0 = 10, 25, 50, 100$ мкм, и графическим дифференцированием определяют j .

Оптимизацию параметров подпятника и анализ динамической неустойчивости проводят аналогично оптимизации параметров радиальных подшипников с учетом выбора оптимальных значений давления p_m и действующей рабочей нагрузки $P_{раб}$ на подпятник. Нагрузочная способность подпятника не должна быть меньше рабочей нагрузки ($P > P_{раб}$), при этом зазор в подпятнике должен быть не менее 0,01—0,015 мм.

Чаще в конструкциях ШУ используют двусторонние подпятники

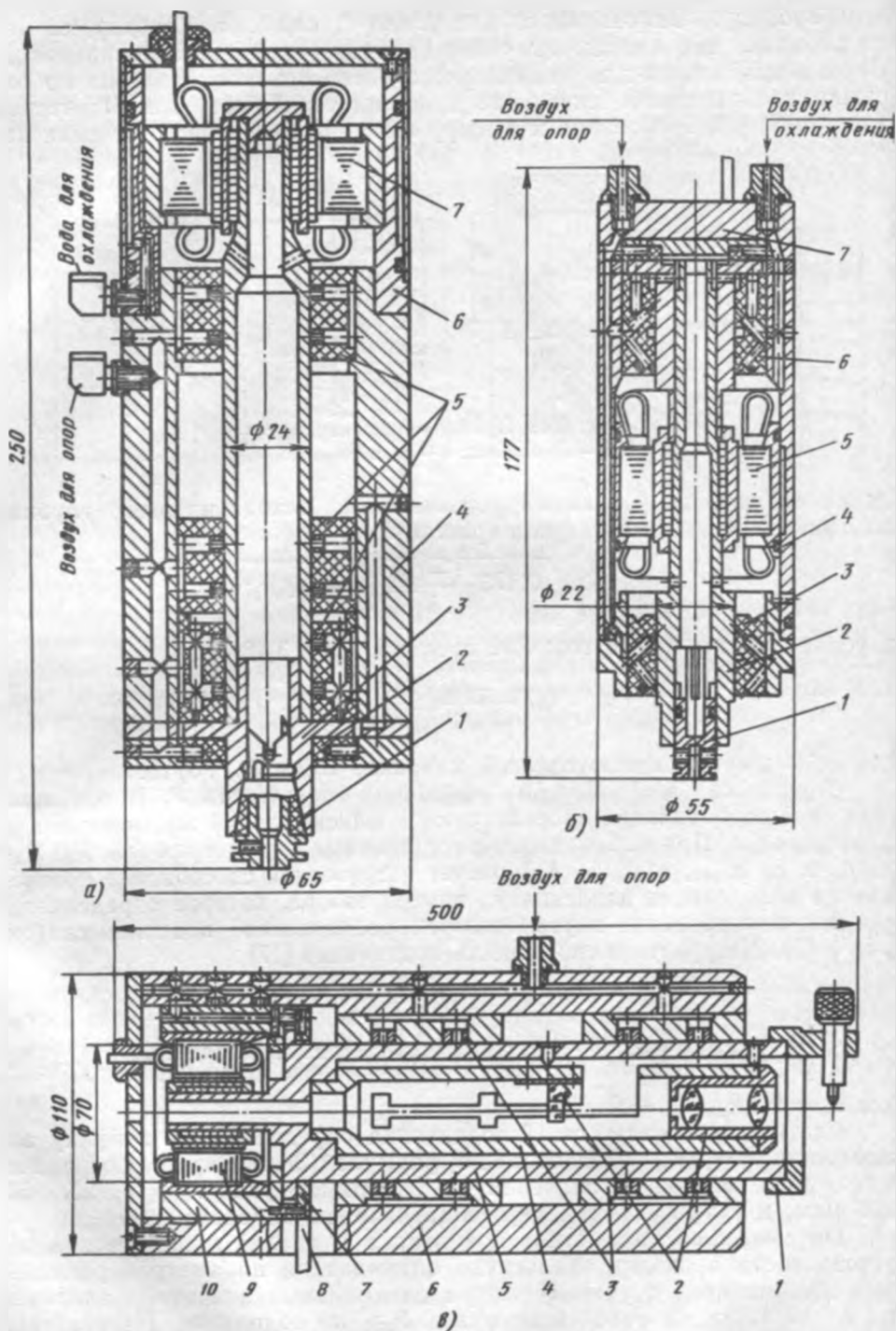


Рис. 3.49. Шпиндельные узлы с газостатическими опорами станков:
 а — фрезерно-сверлильного; б — сверлильного; в — специального токарного

(см. рис. 3.41, ж) с одним рядом питающих дросселей. В этом случае нагрузочная способность — разность нагрузочных способностей двух односторонних подпятников с наибольшим h_n и наименьшим h_n зазорами [17]:

$$P = P_n - P_n,$$

где P_n и P_n — соответственно нагрузочные способности односторонних подпятников с зазорами h_n и h_n , определяемые по зависимости (3.45).

Конструкции ШУ с газостатическими опорами представлены на рис. 3.49. ШУ, показанный на рис. 3.49, а (А. с. 1215875), предназначен для фрезерования по контуру и сверления отверстий в платах печатного монтажа (толщиной до 9 мм) при диаметре инструмента до 6 мм. Частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато в диапазоне от 5000 до 72 000 мин⁻¹ изменением питающего напряжения, подаваемого на электродвигатель 7. Режущий инструмент устанавливается в инструментальный блок 1, который крепят в коническом отверстии шпинделя 3. Осевые нагрузки на шпиндель воспринимает аэростатический подпятник 2, а радиальные — система радиальных аэростатических опор 5, смонтированных в корпусе 4. Корпус электродвигателя имеет охлаждающую рубашку 6 для отвода теплоты, возникающей при работе ШУ на максимальных нагрузках.

ШУ, представленный на рис. 3.49, б (А. с. 1139205), предназначен для сверления отверстий диаметром от 0,5 до 3 мм в платах печатного монтажа. Частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато в диапазоне от 20 000 до 120 000 мин⁻¹ изменением подачи питающего напряжения, подаваемого на электродвигатель 5. Сверла устанавливаются в инструментальный блок 1, который крепят в цилиндрическом отверстии сборного шпинделя 2. Шпиндель имеет две опорные шейки для установки радиальных аэростатических опор 3 и 6, между которыми установлен электродвигатель. Осевые нагрузки воспринимает подпятник 7, расположенный в верхней части ШУ. Опоры, электродвигатель и подпятник смонтированы на корпусе 4.

ШУ, приведенный на рис. 3.49, в (А. с. 1551470), предназначен для токарной обработки наконечников волоконно-оптических кабелей. Диаметр обрабатываемых наконечников 2,5 мм, отклонение от концентричности наружной поверхности наконечника и оптического волокна не более 0,0004 мм. Частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато в диапазоне от 100 до 3000 мин⁻¹ электродвигателем 9, установленным в пустотелую скалку 10, которая находится в радиальном аэростатическом подвесе. Шпиндель 5 вращается в двух радиальных аэростатических опорах 3, закрепленных в корпусе 6. Во внутренней полости шпинделя смонтировано юстировочное устройство 4 с оптической системой 2, предназначенной для установки обрабатываемого наконечника с точностью 0,0002 мм. На конце шпинделя крепят резцовую головку 1 с летучим резцом, который вместе со шпинделем совершает вращательное и поступательное движение. Поступательное движение реализует водило 8, которое перемещает скалку, шпиндель и аэростатический подвес, в котором установлен аэростатический подпятник 7.

3.8. Магнитные опоры

В высокоскоростных ШУ с показателем Dn до $3 \cdot 10^6$ мм/мин⁻¹ и при N/D до 0,5 кВт/мм целесообразно применять магнитные опоры. Это связано с практическим отсутствием потерь на трение между

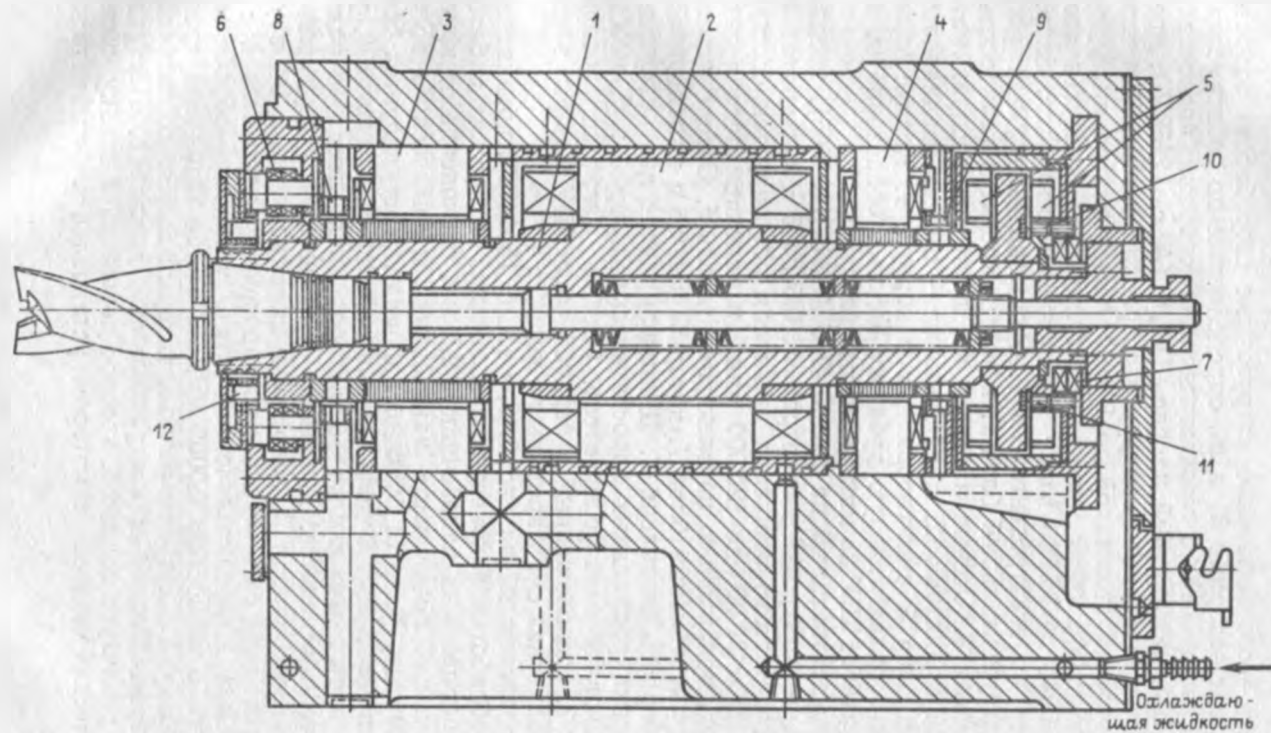


Рис. 3.50. Шпиндель в электромагнитных опорах

вращающимся валом и неподвижной втулкой, высокой экологической чистотой опор и с использованием только одного вида энергии — электроэнергии.

Принцип действия шпинделя, установленного в электромагнитных опорах, показан на конкретном примере (рис. 3.50). Высокоскоростной шпиндель фирмы S2M, установленный на фрезерном станке фирмы Forest-Line (Франция) имеет частоту вращения до $30\,000\text{ мин}^{-1}$ и мощность 20 кВт. Шпиндель представляет собой ротор 1, вращающийся внутри статора 2 в двух радиальных электромагнитных опорах 3 и 4 и осевой опоре 5. Для обеспечения безопасной работы при радиальных нагрузках, превышающих допустимые, или при отсутствии напряжения на электромагнитных опорах предусмотрены опоры-ловители 6 и 7, на которые ложится ротор. Для сохранения положения оси ротора постоянным при различных радиальных и осевых нагрузках отклонения ротора от центрального положения измеряют датчиками (радиальными 8 и 9 и осевыми 10—12). Сигналы рассогласования преобразуются управляющей ЭВМ в ток возбуждения в обмотках, чем регулируется магнитодвижущая сила, которая и возвращает ротор в исходное положение. В этом ШУ применено принудительное охлаждение статора.

Конструкции. Выбор типа магнитной опоры зависит от условий эксплуатации ШУ и его конструктивных особенностей. По принципу создания магнитного поля опоры можно разделить [5, 6] на опоры с постоянным магнитным полем, электромагнитные с авторегулированием (с регулируемым магнитным полем), индукционные электромагнитные, кондукционные электромагнитные, диамагнитные, сверхпроводящие и электростатические.

Различные конструкции магнитных опор показаны на рис. 3.51. Наибольшее распространение в ШУ станков получили электромагнитные опоры с внешней автоматической стабилизацией [5]. По типу воспринимаемой нагрузки опоры делят на радиальные (рис. 3.51, а, б), радиально-упорные (рис. 3.51, в), упорные (рис. 3.51, г, д), по форме опорной поверхности на цилиндрические (рис. 3.51, а, б), конические (рис. 3.51, в), кольцевые (рис. 3.51, г, д), а также по числу пар полюсов.

В радиальной электромагнитной опоре (рис. 3.51, б) [5] с цилиндрической опорной поверхностью пары полюсов электромагнитов расположены в плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала. Вал состоит из ферромагнитов 1 и шпинделя 4. Статор 3 неподвижен, охватывает вал, несет обмотки 5 электромагнитов и датчики 2 радиального положения.

Особенности конструкций. Первая из особенностей связана с тем, какой из элементов опоры, вал или корпус, вращается. Если вращается вал относительно неподвижного корпуса, несущего сердечник электромагнитов, опору называют прямой. Если вращается подвешенный корпус, а неподвижный вал несет сердечник электромагнитов, опору называют обратной.

Вторая особенность состоит в том, что к обмоткам может быть подведен постоянный или переменный ток. Принцип выбора рода тока связан с применяемой системой управления.

Наличие системы управления и цепи обратной связи для электромагнитных опор является третьей особенностью и характеризуется параметром, контролируемым в процессе стабилизации, и управляющим сигналом. Чаще всего в электромагнитных опорах реализуют принцип

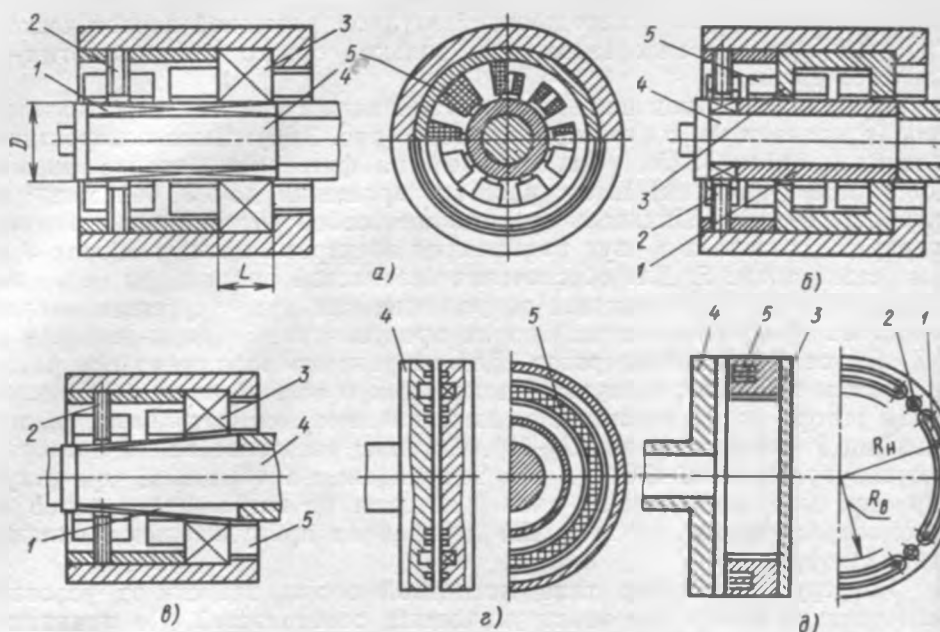


Рис. 3.51. Электромагнитные опоры:
1 — ферромагниты; 2 — датчик; 3 — статор; 4 — шпиндель; 5 — обмотки

управления по перемещению, но существуют системы управления, измеряющие другие параметры (скорость, силу тока и др.), которые основным используют аналоговый управляющий сигнал.

Расчет характеристик. Радиальный зазор h_0 между валом и статором назначают в зависимости от диаметра D шейки шпинделя (при $D \leq 100$ мм $h_0 = 0,03 \dots 0,6$ мм; при $D = 100 \dots 1000$ мм $h_0 = 0,6 \dots 1,0$ мм). Сравнительно большие зазоры позволяют изготавливать вал и статор с относительно низкими требованиями к точности.

Нагрузочная способность. Максимальное значение нагрузочной способности зависит от материала шпинделя и его геометрических размеров, диаметра D вала и длины L статора. Предельная нагрузочная способность радиальной опоры [5]

$$P = \bar{P}DL,$$

где $\bar{P}$ — удельная нагрузочная способность, МПа, которая зависит от марки материала, используемого для изготовления вала.

Предельная нагрузочная способность осевой электромагнитной опоры [5]

$$P = \pi \bar{P} (R_n - R_v)^2,$$

где R_n и R_v — соответственно наружный и внутренний диаметры статора.

В зависимости от материала опоры нагрузочную способность выбирают в пределах $\bar{P} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

Жесткость — это одна из важнейших эксплуатационных характеристик, определяемых параметрами системы управления. Последняя выполняет многопараметрические функции по обеспечению необходимого демпфирования, запаса устойчивости, обратной связи между восстанавливающей силой и перемещением.

В статическом положении жесткость электромагнитной опоры равна нулю, поэтому следует рассматривать динамическую жесткость. Поскольку электромагнит уменьшает сдвиг по фазе сигнала в системе регулирования за счет инерционности, динамическая жесткость опоры переменна и уменьшается с ростом частоты вращения до собственной частоты колебаний системы [5]:

$$j = V(j_0 - m\omega^2) + (\xi\omega - b/\omega)^2,$$

где $j_0 = 4\pi^2 f_c^2 m \cdot 10^{-8} = j_{\min}$; m — масса вала; ξ — коэффициент демпфирования; b — коэффициент пропорциональности силы, действующей на опору в зависимости от смещения; ω — круговая частота вращения $\omega = 2\pi f_c$; f_c — собственная частота колебаний системы.

Мощность. Энергетические характеристики электромагнитной опоры связаны с мощностью N , потребляемой из системы, и потерями мощности ΔN . Мощность, потребляемая из сети, обусловлена омическими потерями в электронном блоке системы управления [5]:

$$N = k \sqrt{m},$$

где m — масса вала; k — коэффициент, характеризующий конструкцию системы управления.

Следует отметить, что мощность электромагнитной опоры зависит от нагрузки на шпиндель, поэтому при проектировании опоры и ее системы управления внешняя действующая на опору сила является исходной для расчета.

Потери мощности в электромагнитных опорах обычно сравнимы с потерями мощности в аэростатических опорах и связаны в первую очередь с потерями на вихревые токи и на перемагничивание [5]:

$$\Delta N = P_{\text{раб}}(0,012n + 0,0018cn^2),$$

где $P_{\text{раб}}$ — радиальная нагрузка на вал; c — коэффициент, учитывающий диаметр опоры; $c=2$ для $D \leq 100$ мм; $c=6$ для $D > 100$ мм; n — частота вращения.

Система управления электромагнитной опорой представляет собой сложный электронный блок, обеспечивающий ШУ требуемые динамические характеристики. Принципы работы, пути решения управления ШУ изложены в [3, 5].

Примеры использования магнитных и электромагнитных опор показаны на рис. 3.52. На рис. 3.52, а показан электрошпиндель для резки неметаллических материалов тонким отрезным алмазным кругом толщиной 0,35 мм и диаметром до 105 мм. Электрошпиндель имеет две радиальные магнитные опоры 4 и 8 с постоянным магнитным полем и электродвигатель 6, обеспечивающий частоту вращения отрезного круга 1 до 40 000 мин⁻¹. Постоянные магниты в опорах 4 и 8 установлены в корпусе 5. Шарикоподшипники 3 и 9 предназначены для аварийной остановки шпинделя 13 в случае выхода из строя опор, а также для обеспечения разгона шпинделя во избежание контакта электромагнитных опор. Радиальное положение шпинделя в опорах контролируют радиальными датчиками 7 положения шпинделя, а осевое положение — осевым датчиком 11. Осевые нагрузки воспринимает осевая электромагнитная опора 10. В крышке 2 имеются уплотнения, защищающие шарикоподшипник 3 от попадания СОЖ. Подача питания к электродвигателю, осевой опоре и передача сигналов с датчиков осуществляются через разъем 12.

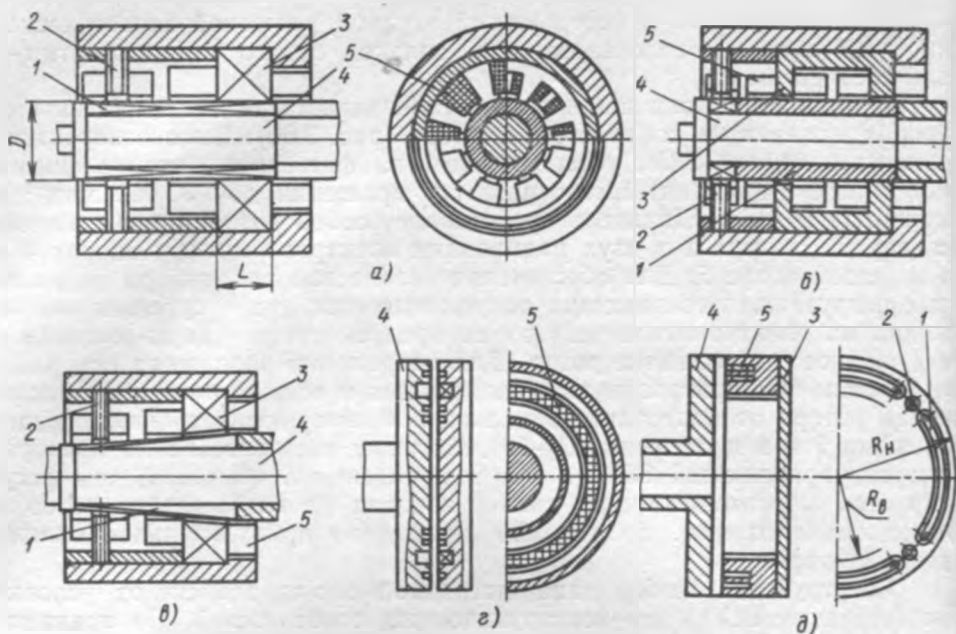


Рис. 3.51. Электромагнитные опоры:
1 — ферромагниты; 2 — датчик; 3 — статор; 4 — шпиндель; 5 — обмотки

управления по перемещению, но существуют системы управления, измеряющие другие параметры (скорость, силу тока и др.), которые в основном используют аналоговый управляющий сигнал.

Расчет характеристик. Радиальный зазор h_0 между валом и статором назначают в зависимости от диаметра D шейки шпинделя (при $D \leq 100$ мм $h_0 = 0,03 \dots 0,6$ мм; при $D = 100 \dots 1000$ мм $h_0 = 0,6 \dots 1,0$ мм). Сравнительно большие зазоры позволяют изготавливать вал и статор с относительно низкими требованиями к точности.

Нагрузочная способность. Максимальное значение нагрузочной способности зависит от материала шпинделя и его геометрических размеров, диаметра D вала и длины L статора. Предельная нагрузочная способность радиальной опоры [5]

$$P = \bar{P}DL,$$

где $\bar{P}$ — удельная нагрузочная способность, МПа, которая зависит от марки материала, используемого для изготовления вала.

Предельная нагрузочная способность осевой электромагнитной опоры [5]

$$P = \pi \bar{P} (R_n - R_a)^2,$$

где R_n и R_a — соответственно наружный и внутренний диаметры статора.

В зависимости от материала опоры нагрузочную способность выбирают в пределах $\bar{P} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

Жесткость — это одна из важнейших эксплуатационных характеристик, определяемых параметрами системы управления. Последняя выполняет многопараметрические функции по обеспечению необходимого демпфирования, запаса устойчивости, обратной связи между восстанавливающей силой и перемещением.

В статическом положении жесткость электромагнитной опоры равна нулю, поэтому следует рассматривать динамическую жесткость. Поскольку электромагнит уменьшает сдвиг по фазе сигнала в системе регулирования за счет инерционности, динамическая жесткость опоры переменна и уменьшается с ростом частоты вращения до собственной частоты колебаний системы [5]:

$$j = \sqrt{(j_0 - m\omega^2) + (\xi\omega - b/\omega)^2},$$

где $j_0 = 4\pi^2 f_c^2 m \cdot 10^{-8} = j_{\min}$; m — масса вала; ξ — коэффициент демпфирования; b — коэффициент пропорциональности силы, действующей на опору в зависимости от смещения; ω — круговая частота вращения $\omega = 2\pi f_c$; f_c — собственная частота колебаний системы.

Мощность. Энергетические характеристики электромагнитной опоры связаны с мощностью N , потребляемой из системы, и потерями мощности ΔN . Мощность, потребляемая из сети, обусловлена омическими потерями в электронном блоке системы управления [5]:

$$N = k \sqrt{m},$$

где m — масса вала; k — коэффициент, характеризующий конструкцию системы управления.

Следует отметить, что мощность электромагнитной опоры зависит от нагрузки на шпиндель, поэтому при проектировании опоры и ее системы управления внешняя действующая на опору сила является исходной для расчета.

Потери мощности в электромагнитных опорах обычно сравнимы с потерями мощности в аэростатических опорах и связаны в первую очередь с потерями на вихревые токи и на перемагничивание [5]:

$$\Delta N = P_{\text{раб}} (0,012 n + 0,0018 c n^2),$$

где $P_{\text{раб}}$ — радиальная нагрузка на вал; c — коэффициент, учитывающий диаметр опоры; $c=2$ для $D \leq 100$ мм; $c=6$ для $D > 100$ мм; n — частота вращения.

Система управления электромагнитной опорой представляет собой сложный электронный блок, обеспечивающий ШУ требуемые динамические характеристики. Принципы работы, пути решения управления ШУ изложены в [3, 5].

Примеры использования магнитных и электромагнитных опор показаны на рис. 3.52. На рис. 3.52, а показан электрошпиндель для резки неметаллических материалов тонким отрезным алмазным кругом толщиной 0,35 мм и диаметром до 105 мм. Электрошпиндель имеет две радиальные магнитные опоры 4 и 8 с постоянным магнитным полем и электродвигатель 6, обеспечивающий частоту вращения отрезного круга 1 до 40 000 мин⁻¹. Постоянные магниты в опорах 4 и 8 установлены в корпусе 5. Шарикоподшипники 3 и 9 предназначены для аварийной остановки шпинделя 13 в случае выхода из строя опор, а также для обеспечения разгона шпинделя во избежание контакта электромагнитных опор. Радиальное положение шпинделя в опорах контролируют радиальными датчиками 7 положения шпинделя, а осевое положение — осевым датчиком 11. Осевые нагрузки воспринимает осевая электромагнитная опора 10. В крышке 2 имеются уплотнения, защищающие шарикоподшипник 3 от попадания СОЖ. Подача питания к электродвигателю, осевой опоре и передача сигналов с датчиков осуществляются через разъем 12.

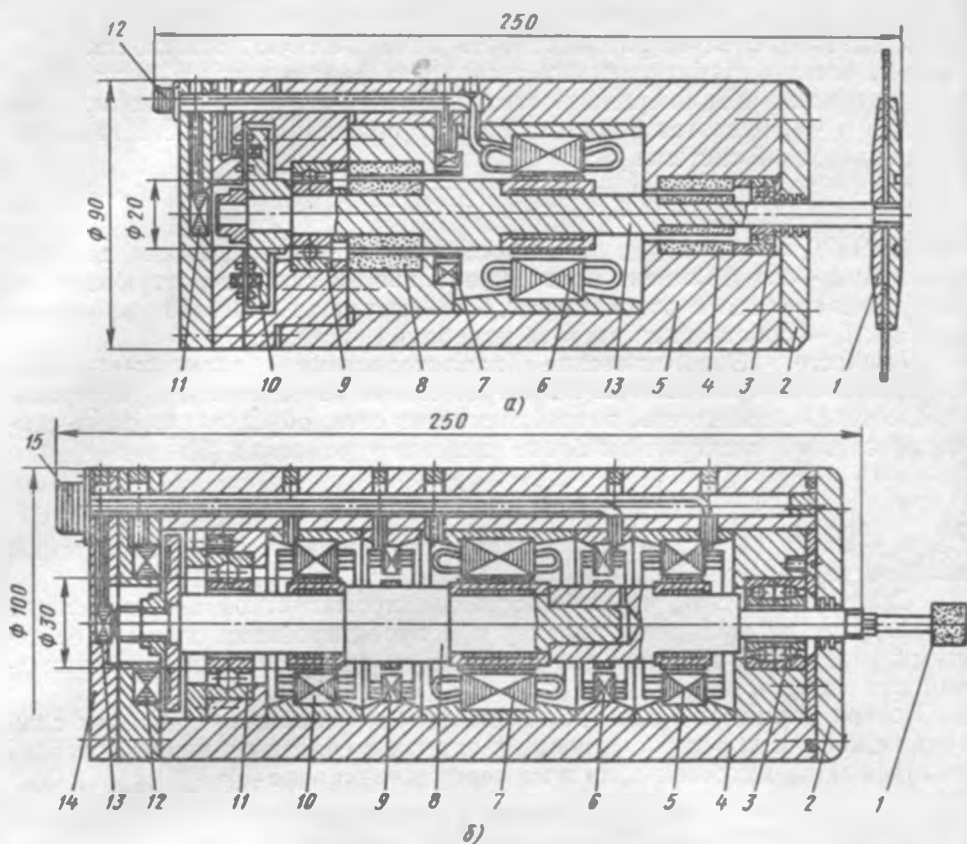


Рис. 3.52. ШУ с электромагнитными опорами:
 а — для резания неметаллических материалов; б — для шлифования отверстий

На рис. 3.52, б показан электрошпиндель для шлифования внутренних отверстий диаметром до 50 мм шлифовальным кругом 1. Он имеет частоту вращения до $50\,000\text{ мин}^{-1}$, получаемую от электродвигателя 7, установленного в корпусе 4. В качестве опор в ШУ использованы две радиальные 5 и 10 и осевая 12 электромагнитные опоры. Положение шпинделя 8 в опорах контролируют с помощью датчиков обратной связи: двух радиальных 6 и 9 и осевого 13. Шарикоподшипники 3 и 11 предназначены для безаварийной остановки шпинделя 8 при случайном отключении питания электромагнитных опор. В крышке 2 смонтированы уплотнения для защиты шарикоподшипников 3 от попадания СОЖ. Через разъем 15, установленный на крышке 14, подается питание к электромагнитной опоре, электродвигателю и передаются сигналы с датчиков обратной связи.

3.9. САПР шпиндельных узлов

Разработка и внедрение САПР ШУ позволяет с минимальными затратами машинного времени и конструкторского труда проектировать ШУ с заданными характеристиками работоспособности. Особенности прикладных САПР ШУ состоят в наличии следующего:

полной информации о возможных вариантах компоновки ШУ для заданных технологических процессов, исходя из возможности корректировки и доработки компоновки с учетом специфических особенностей выбранного типа и конструкции подшипников;

достоверных математических моделей и машинных методов расчета ШУ, основанных на оптимизации их основных эксплуатационных характеристик и размеров, а также учете критериальных ограничений;

возможности прогнозирования выходных характеристик и параметров ШУ с целью выбора оптимального варианта конструкции;

возможности выпуска полного комплекта конструкторской документации автоматизированным способом.

Прикладные САПР ШУ разработаны и функционируют для ШУ с опорами качения в НПО ЭНИМС и МГТУ «Станкин», а САПР для ШУ с опорами скольжения — в СКТПО «Вектор» (г. Владимир).

САПР ШУ предусматривает разные формы эксплуатации: 1) в соответствии с техническим заданием определяют компоновку и основные размеры одного или нескольких вариантов узла (как правило, с различными конструкциями шпиндельных опор) и для этих вариантов прогнозируют основные выходные характеристики полученных вариантов; по желанию заказчика корректируют варианты и повторно прогнозируют выходные характеристики; 2) для разработанного конструктором эскиза ШУ с помощью техники CAD/CAM оптимизируют выходные характеристики, а затем корректируют размеры узла (диаметры шеек, межопорное расстояние, вылет консоли, положение приводного элемента и др.) и прогнозируют выходные характеристики; 3) для разработанных конструктором эскизов нескольких вариантов ШУ рассчитывают выходные характеристики для численной оценки выходных характеристик вариантов и выбора лучшего из них.

В структуре САПР ШУ целесообразно иметь четыре уровня, выделенные по аналогии деления изделия на сборочные единицы и детали. К уровню I САПР (блоки 1—5 на рис. 3.53) относятся собственно ШУ как законченные изделия, различающиеся по функциональному назначению, структуре и основным характеристикам, т. е. имеющие определенный набор признаков. Выявление структуры ШУ на уровне I представляет собой автоматизированный поиск готовых структур, имеющих в базе данных и удовлетворяющих максимальному числу требований, сформулированных в техническом задании на проектирование (блок 1).

Задание на проектирование должно содержать сведения о типе станка и его классе точности; размерах станка, определяющих номер переднего конца шпинделя по существующим стандартам; типе переднего конца шпинделя; предпочтительных типе и конструкции опор; методе смазывания и виде смазочного материала; типе привода шпинделя и его предпочтительном расположении; режимах нагружения (могут быть заданы как в виде интервалов значений частот вращения, эффективной мощности, силы резания или крутящего момента, так и в виде законов распределения перечисленных величин). Кроме того, заказчик может задать дополнительно любые выходные характеристики и размеры ШУ. Данные технического задания кодируются (см. т. 1, п. 5.7.).

При несоответствии выбранного варианта требованиям технического задания (блок 4) оценивают элементы компоновки и переходят на второй уровень САПР.

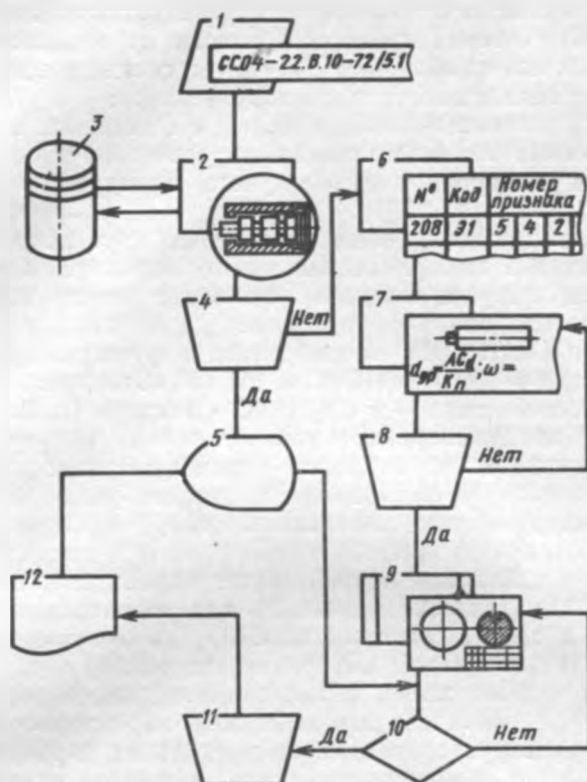


Рис. 3.53. Алгоритм функционирования САПР ШУ:

1 — ввод кода технического задания; 2 — синтез исходной компоновки; 3 — банк исходных компоновок; 4 — анализ, согласование и утверждение технического задания; 5 — отображение элементов компоновки на экране дисплея; 6 — построение таблицы иерархии элементов компоновки; 7 — доработка компоновки, расчет параметров, оптимизация; 8 — анализ, согласование и утверждение технического проекта; 9 — набор подпрограмм («Виды», «Разрезы», «Спецификации» и т. д.); 10 — проверка соответствия элементов компоновки функциональному назначению; 11 — проверка комплектности конструкторской документации рабочего проекта; 12 — вывод на печать конструкторской документации

Уровень II (блоки 6—8) определяет все конструктивно обособленные элементы ШУ, набор которых позволяет получить обобщенную компоновку узла без искажения пространственного расположения составных частей и их взаимосвязи. Поэтому в уровень II входят как основные узлы конструкции (передний конец шпинделя, шпиндельные опоры, межопорный участок, привод вращения шпинделя), так и обособленные детали, необходимые для получения завершенной компоновки на уровне I (штуцер, заглушка, кожух, цанга, втулка для крепления инструмента и др.).

Форма и размеры переднего конца шпинделя зависят от типа станка, формы и размеров обрабатываемых деталей и приспособлений для зажима заготовки или инструмента. Передние концы шпинделей станков токарной, фрезерной и расточной групп стандартизованы, и данные о них составляют содержание соответствующего автоматизированного справочника [1].

Шпиндельные опоры представлены набором типовых конструкций, описание которых содержится в базе данных (блок 3). В описание

входят основные размеры и характеристики опор (предельная частота вращения, нагрузочная способность, радиальная, осевая и угловая жесткость, коэффициент демпфирования, характеристики тепловыделения и др.). Справочный материал по опорам качения приведен в [1].

Уровень III (блок 9) позволяет спроектировать детали, из которых собирается ШУ, и некоторые самостоятельные детали, не вошедшие в уровень II. Способ представления элементов на уровнях II и III — контурно-табличный, причем контуры большинства деталей, составляющих ШУ, оформляются на уровне II.

Уровень IV (блок 10) — элементный; в него включены все конструктивные элементы, которыми в соответствии с их функциональным назначением могут обогащаться предыдущие уровни структуры ШУ. К таким элементам относятся проточки, фаски, канавки, отверстия и т. п.

Основная проектная процедура (блоки 7—8) включает в себя расчет параметров шпинделя и опор, их оптимизацию, анализ результатов, доработку конструкции. Эта процедура предназначена для развития исходной компоновки до уровня полного соответствия техническому заданию и определения компоновок (конструкторских решений) основных составных частей ШУ. Выбор и развитие этой компоновки осуществляют на основе сочетания метода перебора имеющихся в базе данных конструкторских решений с методом генерации конструкции. Расчет и оптимизацию параметров ШУ осуществляют по математическим моделям, описанным в п. 3.3—3.8.

Одним из важнейших этапов автоматизированного проектирования ШУ является оптимизация его параметров. Математическая формулировка задачи оптимального проектирования ШУ требует выполнить определенную последовательность действий: определить основную систему переменных и выделить решающие расчетные параметры; сформулировать в виде неравенств или равенств все ограничения, налагаемые на расчет; сформировать математическую модель узла в виде системы необходимых выражений, связывающих различные переменные и описывающих поведение узла; выработать критерий качества, выражающий цель конструктора при проектировании узла и позволяющий определить область допустимых решений; выбрать метод поиска (оптимизации), наиболее пригодный для решаемой задачи и дающий возможность систематически и эффективно исследовать область допустимых решений для отыскания наилучших из них.

В условиях эксплуатации прикладной САПР ШУ важную роль играет автоматизированный выпуск конструкторской документации, большую часть которой составляют чертежи. Для этого применяют пакет прикладных программ обработки графической информации.

Для ввода графической информации, а также обеспечения пользователю возможности оперировать ею применяют упрощенные геометрические модели графических элементов на основе контурно-табличного метода. При этом любой геометрический объект разбивается на ряд контуров, границами которых служат реальные или мнимые поверхности.

В САПР ШУ принято изображать объекты рассеченными вдоль оси без нанесения штриховки (рис. 3.54) и излишней детализации. Система координат расположена так, что ось X проходит через ось объекта, а ось Y отстоит от левого торца объекта на определенное расстояние x_0 . Объект разбивается на замкнутые или разомкнутые контуры 1—4, а также на линии 0_1 —1, и 0_2 —1, для упрощения разложения. Всем точ-

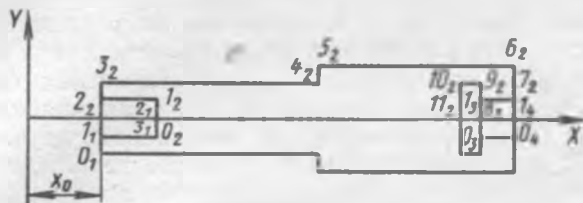


Рис. 3.54. Изображение объекта проектирования (ступенчатого вала), полученное с помощью САПР ШУ

кам излома (перегиба) контура присваивается номер начиная с нулевого. Координаты x и y точек всех контуров хранятся в памяти или заносятся в таблицу (табл. 3.15).

Классификацию элементов конструкции ШУ строят по типовому и порядковому принципам. В таблицах типовой классификации все элементы уровней II и III сгруппированы по конструкционным признакам

3.15. Пример записи координат точек контура объекта проектирования

Номер N_K контура	Номер N_T точек	Координаты, мм	
		x	y
1	0	0	0
	1	0	5
	2	15	5
	3	15	0
2	0	15	0
	1	15	5
	2	0	5
	3	0	10
	4	60	10
	5	60	15
	6	115	15
	7	115	5
	8	105	5
	9	105	10
	10	100	10
	11	100	0
3	0	105	0
	1	105	5
4	0	115	0
	1	115	5

Примечание. $x_0 = +100$ мм.

(валы, корпуса, заглушки и т. д.). В таблицах порядковой классификации элементы уровней II и III расположены в порядке возрастания их номеров. Эти таблицы являются оглавлением банка данных элементов и позволяют дополнять их новыми элементами без нарушения принципа построения.

С элементами базы данных можно проводить следующие операции: изменять масштаб изображения контура; идентифицировать номера контуров изображения (номер контура появляется на выносной линии); обозначать номера угловых точек любого выбранного контура;

временно изменять координаты любой точки любого контура общего изображения, при этом изображение на экране графического дисплея после соответствующей команды изменяется; временно выделять любой контур, входящий в общее изображение в любом масштабе в свободном поле экрана; обогащать структуры изображения любым количеством новых контуров с продолжением таблицы; удалять из исходного изображения любой контур или любой участок контура с соответствующей трансформацией таблицы изображения; изменять положение элемента в пространстве.

При выполнении проектных процедур пользователь имеет возможность на любой стадии вернуться как к началу, так и на любую промежуточную стадию разработки, что позволяет оперативно вести диалог с ЭВМ. Время проектирования одного ШУ средней сложности на АРМ 1.04 составляет 80—100 ч при уровне автоматизации 60%. На рис. 3.55 представлен сборочный чертеж ШУ с опорами на газообраз-

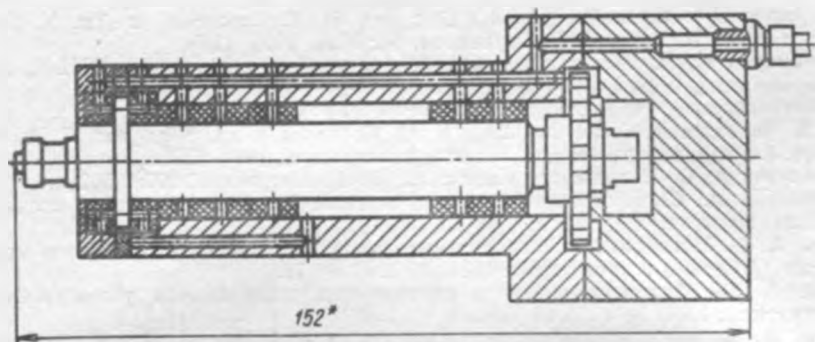


Рис. 3.55. Сборочный чертеж ШУ с газостатическими опорами, выполненный на планшетном графопостроителе с помощью САПР ШУ

ном смазочном материале и приводом от турбины, выполненный на планшетном графопостроителе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированная подсистема расчетно-конструкторских работ «Шпиндельный узел»: Тематическая подборка // Станки и инструмент, 1984. № 2. С. 6—29.
2. Бальмонт В. Б., Горелик И. Г., Фигатнер А. М. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов. М.: ВНИИТЭМР, 1987. 52 с.
3. Бетин В. Н., Айзеншток Г. И. Динамика радиального движения шпинделя на магнитных опорах // Станки и инструмент. 1986. № 5. С. 20—22.
4. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 176 с.
5. Васильев А. В., Бетин В. Н., Айзеншток Г. И. Электромагнитные опоры с внешней автоматической стабилизацией // Станки и инструмент. 1985. № 9. С. 16—18.
6. Вышков Ю. Д., Иванов В. И. Магнитные опоры в автоматике. М.: Энергия, 1978. 160 с.
7. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. Т. 2. 520 с.
8. Дроздович В. Н. Газодинамические подшипники. Л.: Машиностроение, 1976. 208 с.

9. Жедь В. П., Шейнберг С. А., Шишеев М. Д. Опоры скольжения с газовой смазкой. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
10. Иванников С. Н. Обеспечение качества процесса токарной обработки путем управления параметрической надежностью шпиндельных узлов токарного станка // Исследования в области технологии машиностроения и сборки машин. Тула: ТулПИ, 1987. С. 104—111.
11. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. 183 с.
12. Ингерт Г. Х., Лурье Б. Г. Силы демпфирования в гидростатических опорах // Станки и инструмент, 1971. № 7. С. 13—15.
13. Кашеневский Л. Я., Менделевский Я. И., Эглитис В. Я. Влияние сжимаемости смазки на динамические характеристики радиальных гидростатических подшипников // Машиноведение. № 3. С. 100—105.
14. Константинову В. Н. Газовая смазка / Пер. с рум.; Под ред. М. В. Коровчинского. М.: Машиностроение, 1968. 709 с.
15. Левина З. М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников // Станки и инструмент. 1982. № 10. С. 1—3.
16. Левина З. М., Астафьев А. М. Расчеты при автоматизированном проектировании шпиндельных узлов // Станки и инструмент. 1981. № 6. С. 4—8.
17. Пинегин С. В., Поспелов Г. А., Пешти Ю. В. Опоры с газовой смазкой в турбомашинах ограниченной мощности. М.: Наука, 1977. 147 с.
18. Подшипники с газовой смазкой / Под ред. Н. С. Грессема и Дж. У. Пауэлла; Пер. с англ.; Под ред. С. А. Харламова. М.: Мир, 1966. 423 с.
19. Пономарев К. К. Расчет элементов конструкций с применением ЭЦВМ. М.: Машиностроение, 1972. 424 с.
20. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др.; Под ред. С. А. Чернавского. 5-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
21. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.
22. Проников А. С. Программный метод испытаний металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1985. 288 с.
23. Пуш А. В. Исследование шпиндельных узлов методом статистического моделирования // Станки и инструмент. 1981. № 1. С. 9—12.
24. Пуш А. В. Многокритериальная оптимизация шпиндельных узлов // Станки и инструмент. 1987. № 4. С. 14—18.
25. Пуш А. В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.
26. Пуш А. В., Шолохов В. Б., Сергеев М. В. САПР шпиндельных узлов с аэростатическими подшипниками // Станки и инструмент. 1989. № 12. С. 18—21.
27. Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании: Методич. реком./Сост. З. М. Левина. М.: ЭНИМС, 1989. 64 с.
28. Сегида А. П. Расчет температурных полей и тепловых деформаций шпиндельных узлов и коробок // Станки и инструмент. 1984. № 2. С. 23—25.
29. Фигатнер А. М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков. М.: НИИМАШ, 1981. 72 с.
30. Шабров Н. Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. Л.: Машиностроение, 1983. 212 с.
31. Seireg A., Ezzat H. Optimum Design of Hydrodynamic Journal Bearings // Trans. ASME. Ser. B. 1969. March. P. 161—168.

Глава 4

НАПРАВЛЯЮЩИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

4.1. Основные типы направляющих

В металлорежущих станках для прямолинейных и круговых перемещений рабочих органов применяют направляющие скольжения и качения. Если на одном и том же станке одновременно имеются оба вида направляющих, то такие направляющие называют комбинированными.

Направляющие должны обеспечивать плавность перемещений и заданную точность, иметь минимальный износ и допускать компенса-

цию износа. Для направляющих должна быть также обеспечена эффективность смазывания, простота сборки и регулирования, надежная защита от загрязнения и попадания стружки на поверхность трения.

Направляющие скольжения. Среди направляющих скольжения наиболее распространены монолитные (т. е. выполненные заодно со станиной или столом), имеющие охватываемый или охватывающий профиль (рис. 4.1). На направляющих 1, 3, 5, 6, 7, 10—14, образуя-

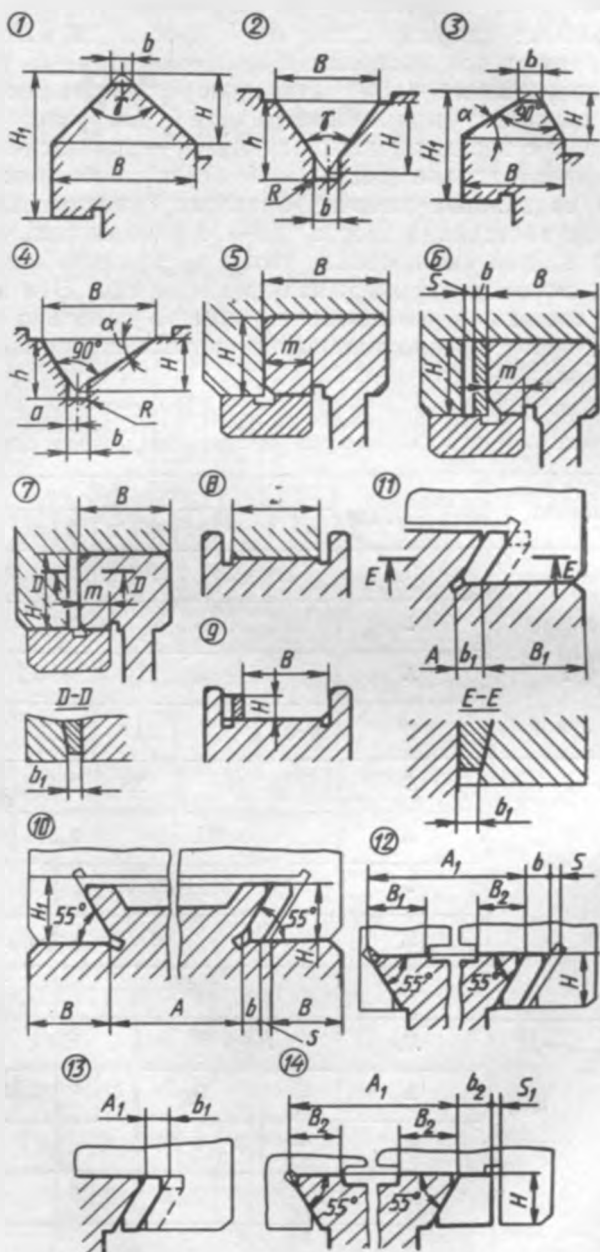


Рис. 4.1. Типы монолитных направляющих:
1—5, 8 — без регулировочных элементов; 6, 9, 10, 12, 14 — с регулировочной планкой; 7, 11, 13 — с клином

щих охватываемый профиль, плохо удерживается смазочный материал, и поэтому их чаще применяют при сравнительно медленных перемещениях столов и суппортов. Их преимущество в более простом изготовлении, а также в том, что с них легче удалить попавшую стружку.

Охватывающие направляющие (2, 4, 8, 9) более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживают смазочный материал. Однако эти направляющие требуют надежной защиты от попадания стружки и других видов загрязнений.

Прямоугольные направляющие 5—7 просты в изготовлении, но менее благоприятны для восприятия пространственных нагрузок. Равносторонние треугольные (призматические) направляющие 1 применяют преимущественно при симметричной нагрузке; треугольные направляющие 3 с неодинаковыми гранями — при асимметричной нагрузке V-образные, направляющие 2, 4 на станках, обеспечивающих большие скорости подвижных рабочих органов. Трапецевидальные направляющие (в виде ласточкина хвоста) 10—14 удобны тем, что достаточно четырех поверхностей скольжения, чтобы воспринять нагрузки во всех направлениях, включая опрокидывающие моменты. Эти направляющие сравнительно сложны в изготовлении, имеют довольно низкую жесткость, их применяют обычно только при малых скоростях перемещений и средних требованиях к точности.

4.1. Рекомендуемые значения параметров конструкции монолитных направляющих

Форма направляющей	Параметр (см. рис. 4.1)	H, мм													
		6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	
Треугольная 1 и 3	H_1	2H			2,2H			2,6H				—			
V-образная 2 и 4	b	0,2H													
Симметричная 1 и 2	h	H+1					H+2			H+3		H+4			
Несимметричная 3 и 4	R	0,3	0,5		1		1,5		2	3		4			
Прямоугольная 5—7	B	1,6H			2H		2,5H		3,1H		4H				
	m	0,4H					0,5H		0,6H						
Плоская 8, 9	b	0,36H							0,28H						
	b_1	0,3H		0,28H			0,23H			0,18H					
	S	0,5							1						
	S_1	—													
Трапецевидальная 10—14	H_1	H+0,5					H+1				H+1,5				
	b	5	6		8	10	12	15	18	22	—	—			
	b_1	—	3	4	5	6	8		10	12	15	—			
	b_2	—	20			25		32		40	45	—			
	S	0,5							1						
	S_1	—					1				2				

Для круговых направляющих планшайб и столов станков применяют преимущественно плоские 8, 9 и V-образные направляющие скольжения. В табл. 4.1 приведены рекомендации по выбору значений конструктивных параметров указанных направляющих в зависимости от базовой высоты H направляющих.

Для устранения зазора и создания необходимого натяга в направляющих используют преимущественно три способа регулирования: клиньями (рис. 4.2, а); планками, закрепляемыми после регулирования

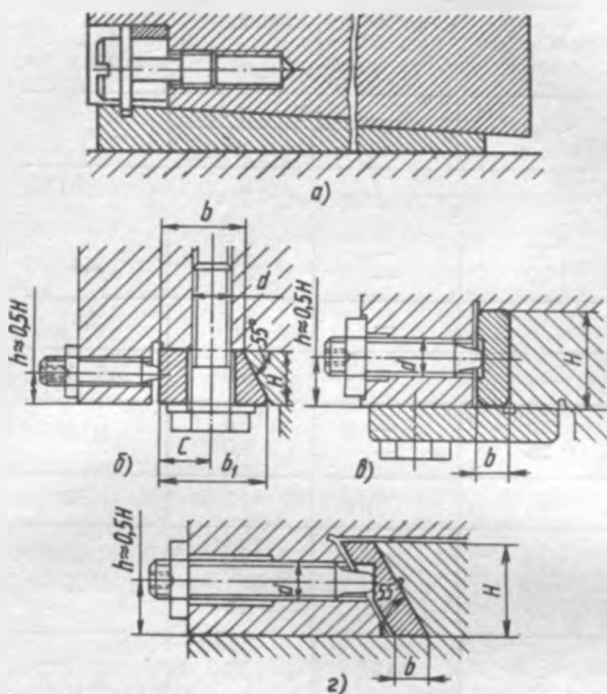


Рис. 4.2. Создание натяга в направляющих:
а — клином; б — планками, закрепляемыми после регулирования; в —
планками, незакрепляемыми после регулирования

4.2. Рекомендуемые значения параметров конструкции планок, закрепляемых после регулирования (см. рис. 4.2, б)

Размеры в мм

H	b	b_1	c	d
20 25	20	33 36	12	M10
32	25	46	15	M12
40 50	32	58 64	20	M16
60 80	40 45	79 96	25 28	M20 M24

(рис. 4.2, б); планками, не закрепляемыми после регулирования (рис. 4.2, в, г).

В табл. 4.2 и 4.3 приведены рекомендации для выбора конструктивных параметров стыков направляющих с регулировочными элементами.

4.3. Рекомендуемые значения конструктивных параметров прижимных планок, незакрепляемых после регулирования

Размеры в мм

H	b*		d
	1	2	

См. рис. 4.2, в

8	—	2,5	M4
10	—	3,0	
12	—	3,5	M5
16	—	5,0	M6, M8
20	—	6,0	M10
25	—	8,0	
32	8	10	M12
40	10	12	M16
(45)	12	15	
50	12	15	
(55)	15	18	M16, M20 M20
60	15	18	
70	18	20	M24, M30
80	20	25	

См. рис. 4.2, г

6	—	5	M3
8	—	5	M4
10	5	6	M5
12	6	8	M6
16	8	10	M8
20, 25	10	12	M10
32	12	15	M12
40	15	18	M16
50	15	18	M16, M20

* 1 и 2 — возможные варианты назначения размера b.

По рис. 4.3 и табл. 4.4 можно выбирать конструктивные параметры прижимных планок направляющих скольжения. Присутствие в конструкциях элементов, обеспечивающих натяг, увеличивает размер M на их ширину.

Наибольшей жесткостью обладают направляющие, снабженные регулировочными планками, закрепляемыми после регулирования. Жесткость грани с клином примерно в 2—2,5 раза ниже жесткости

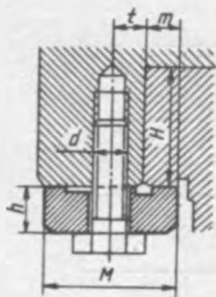


Рис. 4.3. Установка прижимных планок на монолитные направляющие

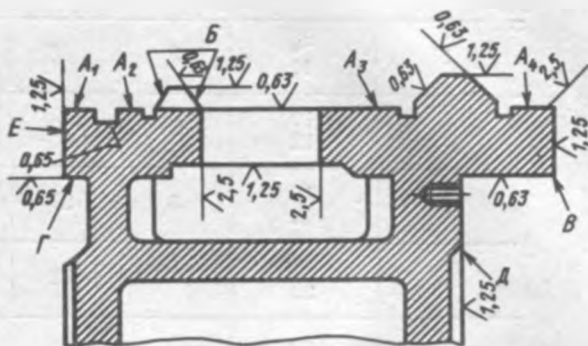


Рис. 4.4. Профиль монолитных направляющих скольжения станины прецизионного токарного станка

грани с закрепляемой планкой. Жесткость грани с призматической планкой, незакрепленной после регулирования, примерно в 2—3 раза ниже жесткости грани с другими видами регулировок. Это объясняется неравномерным распределением давления по длине планки вследствие низкой жесткости как самой планки, так и регулировочных винтов.

Монолитные направляющие станков обрабатывают фрезерованием, строганием, шлифованием или шабрением. Для компенсации погрешности, вызываемой термообработкой и изнашиванием направляющих, в ряде случаев после фрезерования преднамеренно создают выпуклость направляющих по программе ЧПУ или за счет упругого деформирования станины (вниз) в процессе обработки.

В качестве типичного примера на рис. 4.4 показан профиль направляющих прецизионного токарного станка с указанием основных требований к шероховатости поверхностей скольжения [15]. При этом:

допуск прямолинейности поверхности B в вертикальной плоскости 0,012 мм на 1000 мм (допускается только выпуклость);

извернутость направляющих поверхностей $A_1—A_4$ не более 0,025 мм на всей длине направляющих;

допуск параллельности поверхностей B и $Г$ направляющим поверхностям A_1 и A_4 не более 0,015 мм на длине 1000 мм;

допуск перпендикулярности поверхности $Д$ к общей прилегающей поверхности $A_1—A_3$ 0,03 мм на длине 250 мм.

Наиболее часто применяемые конструкции накладных направляющих показаны на рис. 4.5 [15]. Накладные массивные планки (рис. 4.5, а) применяют в сварных и литых станинах. Их крепят винтами, клеем (например, К153), а также винтами и клеем одновременно. Последний способ позволяет существенно увеличить контактную жесткость стыка направляющих.

4.4. Рекомендуемые значения конструктивных параметров прижимных планок

Размеры в мм					
<i>m</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>M</i>	<i>d</i>	<i>t</i>
4	8	4	12	M4	5
5	8 10	5	15	M5	4
6	10 12	6	20	M6	6
8	12 16	8	25	M8	7
10	16 20	10	32	M10	9
12	20 25 32	12	40	M12	11
16	25 32 40 (45)	16	50	M16	14
20	32 40 (45) 50 (55)	20	60		
25	40 (45) 50 (55) 60 (70)	25	80	M20	20
32	50 (55) 60 80 (70)	32	100	M24	20
40	(70) 80 100	40	125	M30	25
50	(70) 80 100	50	140	M36	28
60	100	60	160	M42	32

Планки (рис. 4.6) устанавливают на станине и закрепляют винтами. После затвердевания клея контролируют жесткость направляющих. Далее направляющие шлифуют по всей длине. На рис. 4.7 указаны технические требования, предъявляемые при сборке и окончательной обработке направляющих с накладными планками.

Тонкие закаленные пластины в качестве накладных направляющих

а — накладные плашки; б — закаленные пластины; в — стальная лента

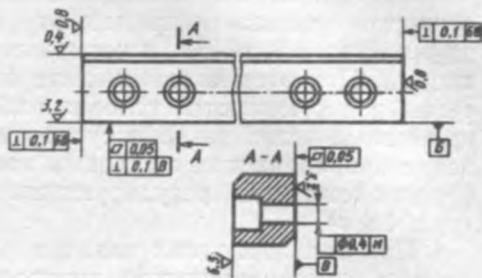
[illegible]

Рис. 4.8. Направляющие скольжения суппортов односуппортных токарных станков: а — 16К20Ф3, 16К20Т1; б — VDE 250 С (Германия); в — 1740 РФ3 и 1720 ПФ30; г — МК 85; д — DFS 400 NC (Германия); е — СТП-220 АП; ж — SD-NC 610 Е (Венгрия)

предотвращает попадание стружки и СОЖ в зазор между лентой и станиной.

Конструкции направляющих суппортных групп металлорежущих станков существенно различаются в зависимости от их компоновки (рис. 4.8). При горизонтальной компоновке наиболее распространенной является схема с треугольной передней и плоской задней гранью (рис. 4.8, а).

При наклонной компоновке и наличии на станке только одного суппорта в основном применяют конструкции с одной (рис. 4.8, б), двумя (рис. 4.8, в—д) и четырьмя (рис. 4.8, е) наклонными направляющими. При этом в зависимости от угла наклона суппортной группы существенно меняются условия работы различных направляющих. Так, при малых углах наклона суппорта предпочтительным является исполнение направляющих с силовым замыканием на нижней направляющей и расположением регулирующего элемента с ее задней стороны (рис. 4.8, з).

При больших углах наклона (более 60°) основная нагрузка выпадает на ту направляющую, которая воспринимает вес суппортной группы, поэтому регулировочные элементы располагают или на противоположной направляющей (рис. 4.8, е) или на той же направляющей, но с другой ее стороны (рис. 4.8, в). Применяют также наклонные конструкции суппортов с горизонтально расположенными направляющими (рис. 4.8, ж).

При двухсуппортном исполнении станков обычно используют четыре (рис. 4.9, б, в), реже три (рис. 4.9, а) направляющих.

Столы и подвижные бабки станков выполняют с различными комбинациями охватывающих и охватываемых направляющих (рис. 4.10).

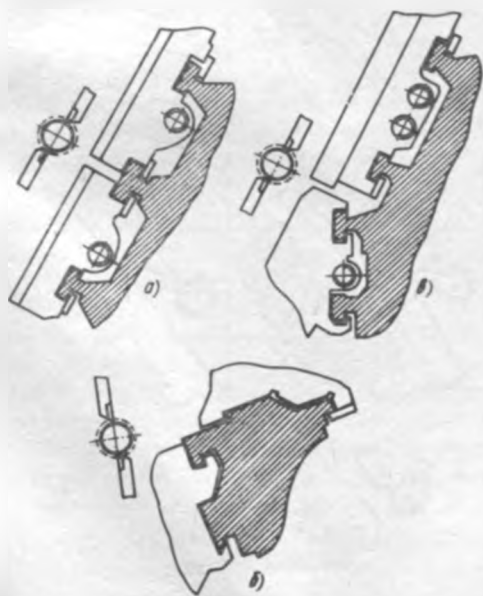


Рис. 4.9. Направляющие скольжения суппортов двухсуппортных токарных станков: а — NDM-16-4/80 (Швейцария); б — VDF 25M (Германия); в — NDL-40-4 (Швейцария)

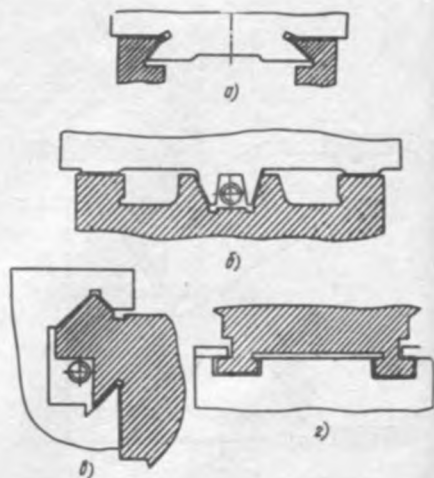


Рис. 4.10. Направляющие скольжения столов и бабок:

а — KF-VBM-AL (Тайвань); б — DIXI 400 (Швейцария); в — MC-12-250 (Россия); г — MA5.BP (ТМ1, Япония)

При этом направляющие для вертикальных перемещений выполняют преимущественно по схеме, приведенной на рис. 4.10, г.

Направляющие качения. Эти направляющие имеют следующие основные достоинства:

малый коэффициент трения (0,003—0,005);

практическая независимость коэффициента трения от скорости подачи рабочего органа (исключается прерывистое движение в конце хода рабочего органа);

незначительный износ тел качения и направляющих элементов.

В качестве тел качения в основном используют шарики и ролики прецизионных подшипников качения.

У направляющих с опорами качения можно выделить следующие основные разновидности:

направляющие планки или кольца с телами качения, удерживаемые сепараторами (рис. 4.11, а);

катковые опоры с каналами возврата тел качения (рис. 4.11, б);

подшипниковые опоры (рис. 4.11, в).

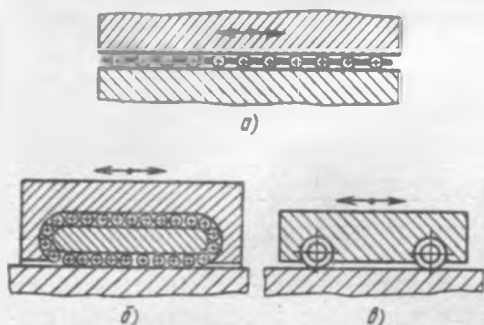


Рис. 4.11. Направляющие качения

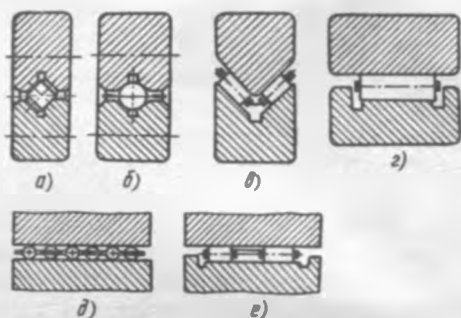


Рис. 4.12. Направляющие планки с телами качения, удерживаемыми сепараторами

Схемы конструкций направляющих планок с опорами качения, удерживаемыми сепараторами, показаны на рис. 4.12. В легких и средних станках наиболее распространены конструкции с одним рядом опор качения (рис. 4.12, а, б, г). При этом следует отметить, что в конструкциях, выполненных по схеме, приведенной на рис. 4.12, а, оси вращения соседних роликов перпендикулярны друг другу.

Конструкции с V-образным сепаратором (рис. 4.12, в) применяют в станках для обеспечения больших скоростей перемещения рабочих органов при средних нагрузках. Направляющие планки, выполненные по схемам, показанным на рис. 4.12, д, е, обеспечивают жесткость, примерно в 2 раза превышающую жесткость направляющих качения других видов, однако для их изготовления требуются особо прецизионные тела качения. На рис. 4.13 приведен пример использования направляющих планок с опорами качения в токарном станке.

На базе планок с телами качения конструируют удобные для потребителя катковые столы (рис. 4.14), поставляемые зарубежными фирмами (Manfred Fohrenbach, Германия, FAG, Швейцария и др.) в собранном виде.

Направляющие кольца с телами качения, удерживаемыми сепара-

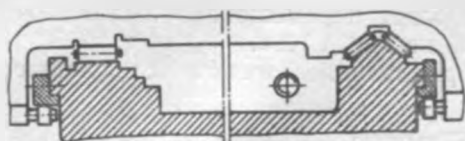


Рис. 4.13. Примеры использования в станках направляющих планок с телами качения, удерживаемыми сепараторами

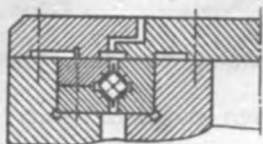
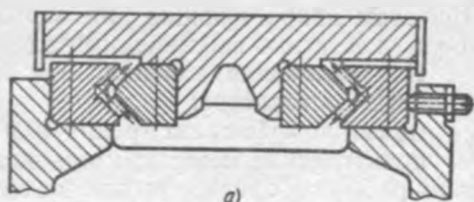
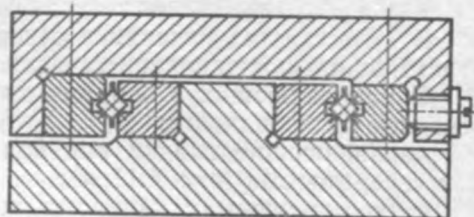


Рис. 4.15. Пример использования направляющих качения для осуществления круговых перемещений



а)



б)

Рис. 4.14. Катковые столы, выполненные на основе применения направляющих планок и сепараторов

торами, широко применяют для обеспечения круговых перемещений рабочих органов станков (рис. 4.15).

В катковых опорах (рис. 4.16) обеспечивается возврат тел качения, что позволяет расширить рабочую зону подвижного органа практически до границ направляющей станины.

Наиболее широко применяют роликовые танкетки (рис. 4.16, а), обеспечивающие контакт тел качения с плоскими направляющими станины и рабочего органа (см. рис. 4.11, б). Применяют танкетки как со свободно вложенными роликами, катящимися непосредственно друг за другом (конструкции фирмы Skully-Jones, США), так и с роликами, связанными между собой замкнутым по всему контуру танкетки сепаратором (конструкции фирмы Schneeberger, Швейцария). В тяжелых станках применяют двухрядные танкетки (конструкции фирмы ТНК, Япония). Отечественная промышленность предлагает унифицированную гамму роликовых танкеток, выпускаемых на Воронежском станкостроительном заводе.

Катковые опоры (рис. 4.16, б—г) перемещаются по направляющей, закрепляемой по краям в корпусе станка. Катковые опоры, показанные на рис. 4.16, д—з, имеют направляющую типа «рельс», для которой должна быть обеспечена опорная поверхность по всей ее длине. В зависимости от условий эксплуатации катковые опоры устанавливают по 2—5 шт. на каждой грани направляющей.

На рис. 4.17 показаны примеры типовых конструкций узлов металлорежущих станков, где в качестве направляющих прямолинейных перемещений использованы катковые опоры различного типа.

Примеры выполнения катковых столов, снабженных каналами возврата тел качения, приведены на рис. 4.18.

На рис. 4.19 показаны основные способы создания натяга в направляющих с катковыми опорами. Для этого используют конструкции с регулировочными винтами (рис. 4.19, а), клиньями (рис. 4.19, б) и эксцентриками (рис. 4.19, в).

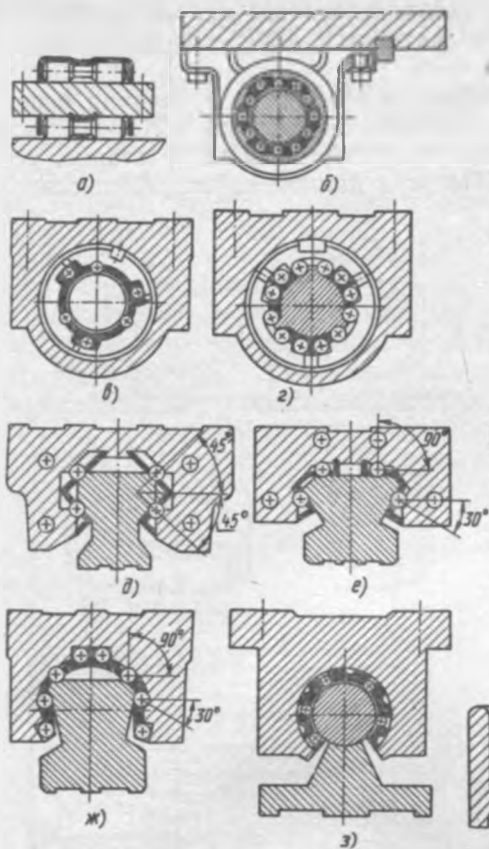


Рис. 4.16. Катковые опоры

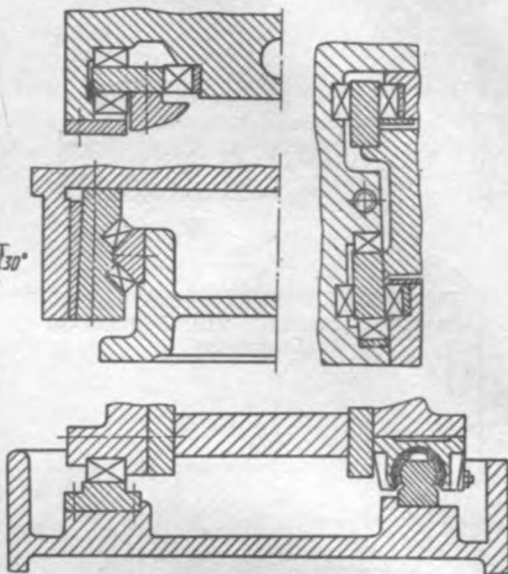


Рис. 4.17. Типовые примеры использования катковых опор в качестве направляющих станков

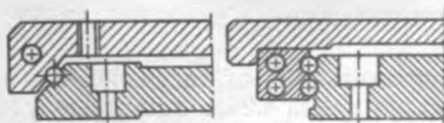


Рис. 4.18. Катковые столы, выполненные на основе применения катковых опор

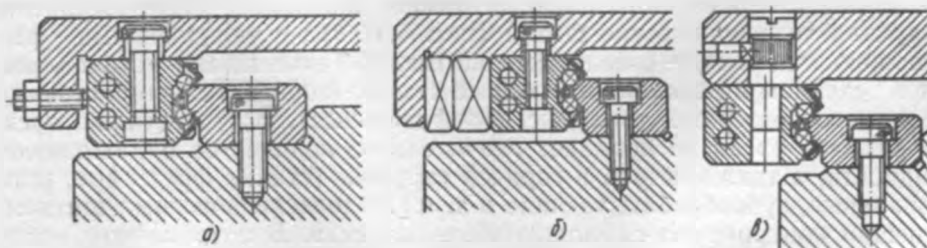


Рис. 4.19. Способы создания натяга в катковых опорах

В станках применяют также комбинированные направляющие, выполненные на базе использования катковых опор и направляющих скольжения (рис. 4.20).

Подшипниковые опоры в качестве направляющих качения используют преимущественно по схеме, показанной на рис. 4.21. При этом подшипниковый блок перемещается по направляющей планке, установленной по всей длине рельса. Натяг в данной конструкции создается с помощью эксцентриков.

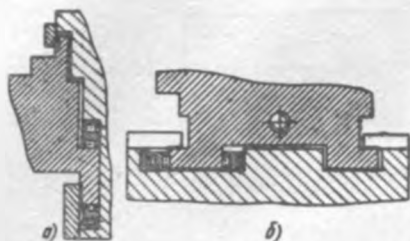


Рис. 4.20. Комбинированные направляющие станка VERTIFRONT-30 (Германия)

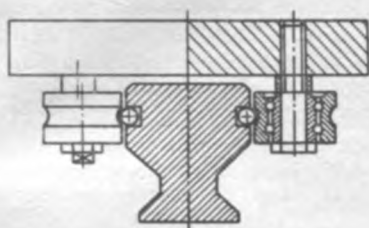


Рис. 4.21. Направляющая качения с подшипниковыми опорами (Германия)

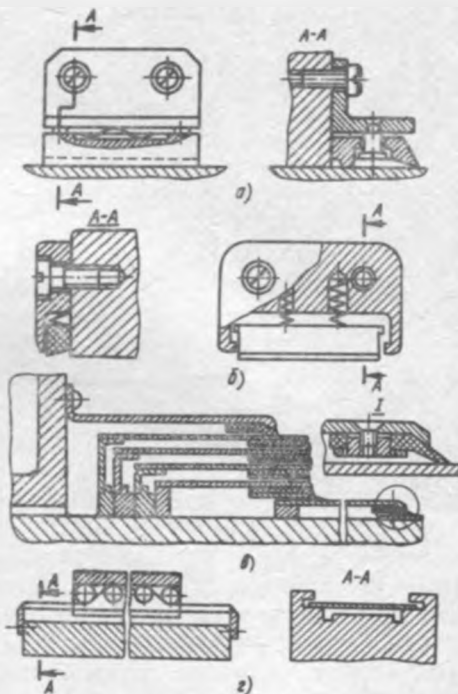


Рис. 4.22. Скребок и щитковые устройства защиты направляющих

Для защиты направляющих от загрязнения и стружки используют специальные устройства (рис. 4.22). Защитные устройства с металлическими скребками (рис. 4.22, а) удаляют только относительно крупные частицы отходов обработки. Лучше поверхность трения очищается при использовании полимерных (резиновых и пластмассовых) скребков (рис. 4.22, б).

Подвижные рабочие органы металлорежущих станков, как правило, оснащают различного вида щитками. Наибольшее распространение получили телескопические щитки (рис. 4.22, в) с уплотнениями, расположенными между отдельными щитками. Такие щитки устанавливают в основном на средние и тяжелые станки (горизонтально-расточные, продольно-фрезерные, токарные, шлифовальные). В тех случаях, когда на рабочий орган не попадает значительное количество охлаждающей жидкости, а также острой и горячей стружки (станки фрезерные, шлифовальные, зубообрабатывающие и т. п.), с телескопическими щитками успешно конкурируют гармоникообразные меха. В современном станкостроении достаточно широко применяют также защитные устройства с лентами (рис. 4.22, г).

4.2. Расчет направляющих по допустимым нагрузкам

При расчете направляющих металлорежущих станков необходимо обеспечить восприятие ими допустимых нагрузок при обеспечении требуемой точности перемещений подвижного органа и сохранении этой точности в течение заданного периода эксплуатации станка.

Первым этапом расчетов направляющих является составление схемы действия внешних сил, определение реакций в направляющих и характера контактных взаимодействий направляющих (эпюры давлений). При этом используют шесть уравнений статики (для пространственной системы), определяющих равновесие суппорта, а для статически неопределимых систем дополнительные уравнения деформаций.

На рис. 4.23 в качестве типичного примера приведена расчетная схема для суппорта станка 16К20ФЗ. На основании схемы составляют систему уравнений внешних сил (сил резания P_x, P_y, P_z , силы веса G суппорта и тяговой силы Q), реакций A, B, C в направляющих и их

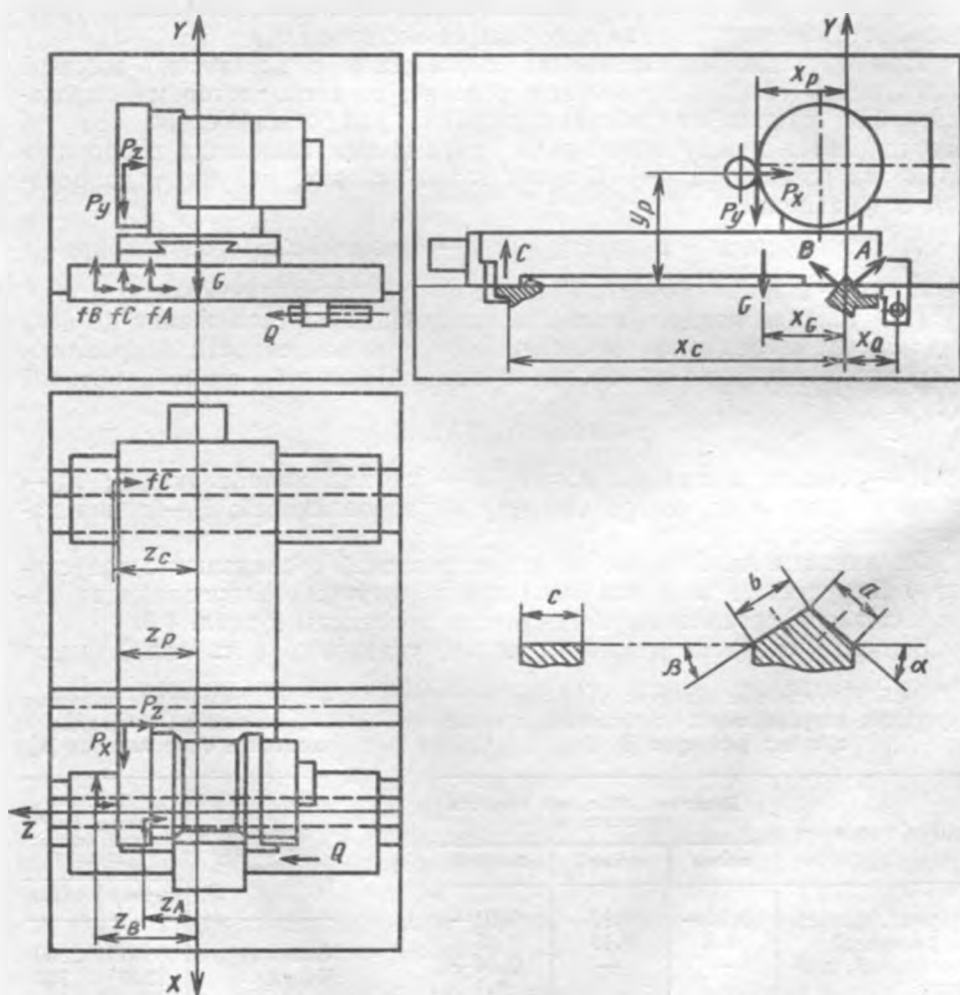


Рис. 4.23. Схема действия внешних сил и реакций в направляющих скольжения (станок 16К20ФЗ)

моментов, обеспечивающих условие статического равновесия рабочего органа на направляющих станины. В данном случае такая система имеет вид:

$$\begin{aligned} B \sin \beta - A \sin \alpha - P_x &= 0; \\ B \cos \beta + A \cos \alpha + C - P_y - G &= 0; \\ Q - P_z - f(A + B + C) &= 0; \\ P_z x_P - P_x x_P + C f x_C + B \sin \beta z_B - A \sin \alpha z_A + Q x_Q &= 0; \\ P_x y_P + B \cos \beta z_B + C z_C + A \cos \alpha z_A + Q y_Q - P_y z_P &= 0; \\ P_x y_P - P_y x_Q + C x_C - G x_Q &= 0, \end{aligned} \quad (4.1)$$

где f — коэффициент трения в направляющих; z_A, z_B, z_C — координаты приложения реакций A, B, C в направляющих; x_Q, y_Q — коэффициенты приложения силы Q .

Система является статически неопределимой (7 неизвестных $A, B, C, z_A, z_B, z_C, Q$). Для ее решения составляют дополнительные уравнения, отражающие условия деформации системы.

При расчетах направляющих скольжения с достаточно жесткой конструкцией салазок принимают условие, согласно которому опрокидывающий момент от действия внешних сил относительно оси X распределяется между отдельными гранями направляющих пропорционально их ширине [3, 11]. Приняв такое условие, получают дополнительное уравнение

$$(A \cos \alpha z_A + B \cos \beta z_B) / (C z_C) = (a \cos^2 \alpha + b \cos^2 \beta) / c,$$

где a, b, c — ширина соответствующих граней направляющих.

При условии полного контакта направляющих скольжения по всей их длине (т. е. без учета отклонения от прямолинейности направляющих) эпюра давления имеет вид трапеции, большая сторона которой [11]

$$p = A(1 + 6x_A/l_0)/(al_0),$$

где A — реакция в направляющей; a — ширина направляющей; x_A — смещение силы A от центра симметрии направляющей; l_0 — длина направляющей.

Полученные наибольшие значения давлений сравнивают с допустимыми. Допустимые значения давления в чугунных направляющих некоторых типов металлорежущих станков приведены в табл. 4.5.

Большие скорости движения подач, указанные в таблице, имеют

4.5. Допустимые значения давления в чугунных направляющих скольжения станков средних размеров [3, 8]

Тип станка	Давление, МПа, при скорости движения подач		
	малой	средней	большой
Токарный, фрезерный расточной	0,25—0,3	0,12—0,15	0,04—0,05
Строгальный, долбежный	—	—	0,08—0,1
Шлифовальный	0,07—0,08	0,05—0,06	—

4.6. Максимальные значения давления на площадке контакта опор качения [8]

Материал направляющих	Давление $P_{\text{так}}$, МПа, для опор качения	
	шарик	ролик
Сталь	3500	2300
Чугун	1200	750

порядок скорости резания, а малые — порядок скорости подачи. Для тяжелых станков приведенные значения допустимых давлений уменьшают в 2 раза.

При расчете направляющих качения составляют аналогичную схему для определения сил, действующих на тела качения. Статическую неопределенность раскрывают, принимая ряд экспериментально проверенных допущений. Например, для схемы, показанной на рис. 4.24, по

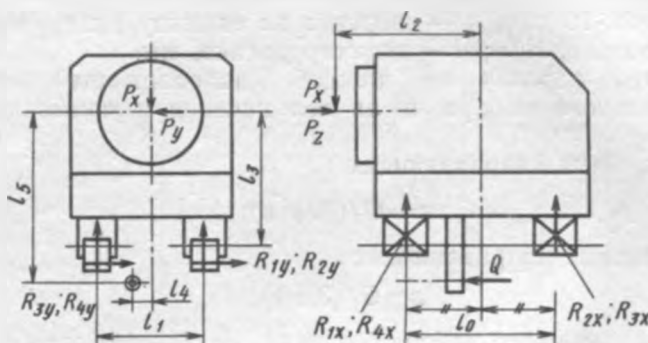


Рис. 4.24. Схема действия внешних сил и реакций в опорах качения

рекомендациям фирмы ТНК (Япония) используют следующие зависимости:

при действии только силы P_z

$$R_{1z} = R_{4z} = P_z l_5 / (2l_0),$$

$$R_{1y} = R_{4y} = P_z l_4 / (2l_1);$$

при действии только силы P_x

$$R_{1z} = R_{4z} = P_x / 4 + P_x l_2 / (2l_0),$$

$$R_{2x} = R_{3x} = P_x / 4 - P_x l_2 / (2l_0);$$

при действии только силы P_y

$$R_{1z} = R_{4z} = P_y l_3 / (2l_0),$$

$$R_{1y} = R_{4y} = P_y / 4 + P_y l_2 / (2l_0),$$

$$R_{2y} = R_{3y} = P_y / 4 - P_y l_2 / (2l_0).$$

При расчете направляющих качения на прочность устанавливают условия, не допускающие появления пластического деформирования тел качения. Это условие соответствует неравенству

$$p_{\max} < [p],$$

где $p_{\max}$ — давление на площадке контакта наиболее нагруженного тела качения; $[p]$ — допустимое давление на площадке контакта (табл. 4.6).

Параметр $p_{\max}$, Па, оценивают по следующим формулам: для шариковых направляющих

$$p_{\max} = \beta \sqrt[3]{P_n / d^2},$$

где β — коэффициент, зависящий от материала пары качения (для стальных направляющих $\beta=21,8 \cdot 10^8$, для чугунных $\beta=16,2 \cdot 10^8$); P_n — сила, действующая на наиболее нагруженный шарик; d — диаметр шарика, мм;

для роликовых направляющих

$$P_{max} = E \sqrt{q_{max}/d},$$

где E — коэффициент (для стальных направляющих $E=27 \cdot 10^5$, для чугунных $E=21 \cdot 10^5$); q_{max} — нагрузка на единицу длины наиболее нагруженного ролика, Н/м; d — диаметр ролика, мм.

Число тел качения на каждой направляющей $z=12 \dots 15$. Для рационального выбора числа тел качения z применяют следующие формулы:

для шариковых направляющих

$$z = G/(30 \sqrt{d});$$

для роликовых направляющих

$$z = G/(3,5 b),$$

где G — вес подвижного рабочего органа, Н; d — диаметр шарика, мм; b — ширина ролика, мм.

Для направляющих столов и кареток тела качения целесообразно располагать равномерно по всей длине направляющих, так как опрокидывающие моменты сравнительно невелики. Для направляющих, воспринимающих большой опрокидывающий момент (шлифовальные бабки и т. п.), тела качения целесообразно располагать по концам направляющих. При этом расстояние между комплектами тела качения должно быть приблизительно равным половине длины направляющих [3].

Ориентировочные расчеты направляющих качения на прочность выполняют на основе рекомендаций по допустимым нагрузкам P_d , Н, на одно тело качения [8]:

для шариковых направляющих

$$P_d = K d^2 \alpha;$$

для роликовых направляющих

$$P_d = K d b \alpha,$$

где K — условно назначаемое давление, отнесенное к площади сечения тел качения, Па; d и b — соответственно диаметр тела качения и рабочая длина ролика, м; α — поправочный коэффициент, учитывающий твердость материала направляющих.

Для стальных направляющих:

HRC.		45	50	55	57	60
α		0,3	0,5	0,7	0,8	1,0

Для чугунных направляющих:

HB		170—180	200	230
α		0,75	1	1,2

Для прецизионных станков допустимые значения параметра K приведены в табл. 4.7. При этом прецизионное исполнение характеризуется следующими параметрами:

суммарное отклонение от прямолинейности сопряжения направляющих на длине контакта $a_1 = 7 \dots 10$ мкм;

4.7. Допустимые значения давления K в зависимости от материала, термообработки и типа направляющих качения [8]

Тип направляющих качения	Давление K , Па, для направляющих из			
	стали при			чугуна
	сквозной закалке	закалке ТВЧ	азотировании	
Шариковые	6	5	4	0,2
Роликовые:				
короткие ролики	200	180	150	20
длинные ролики	150	130	100	15

извернутость направляющих на длине контакта $a_2 = 7 \dots 10$ мкм; несовпадение углов призм сопрягаемых деталей $a_3 < 20''$;

разноразмерность тел качения $a_4 < 2$ мкм.

При менее жестких требованиях к точности изготовления направляющих качения значения параметра K должны быть ниже тех, которые указаны в табл. 4.6. Так, при $a_1 = 15 \dots 20$ мкм, $a_2 = 0,02$ мм на длине 1000 мм и $a_4 = 3$ мкм параметр K нужно назначать на 30—40% ниже значений, указанных в табл. 4.6.

4.3. Расчет направляющих на жесткость.

Автоматизированный расчет энергетическим методом

Контактная жесткость направляющих, которая играет решающую роль в деформировании всей системы, во многом определяет работоспособность подвижных узлов станка. Расчеты контактной жесткости направляющих основаны на следующих допущениях [8].

1. Контактирующие тела рассматривают как массивы, а в ряде случаев — как балки или плиты на упругом основании. Используют модель упругого основания, при которой сближение в стыке зависит от давления только в данном сечении (гипотеза Винклера).

2. Зависимость между смещениями и давлениями в направляющих принимают линейной. Возможность использования линейной зависимости подтверждена обработкой результатов многочисленных экспериментов по исследованию жесткости станков с направляющими как скольжения, так и качения.

3. Значения коэффициентов пропорциональности между смещениями и давлениями (коэффициентов контактной податливости) задают на основе экспериментальных данных по жесткости основных типов направляющих. Для расчета направляющих качения используют условные значения коэффициентов контактной податливости, определяемые в зависимости от коэффициента пропорциональности между упругим перемещением и нагрузкой на единичное тело качения.

4. Влияние местных деформаций контактирующих деталей и жесткости прижимных и регулировочных элементов (планок, клиньев) оценивают поправками к коэффициентам контактной податливости, опре-

деляемыми на основе экспериментальных данных и решения частных задач.

5. Учитывают пространственную нагрузку на перемещаемый узел (от сил резания и веса узлов) и наличие зазоров и погрешности формы направляющих, что определяет возможность частичного раскрытия стыков.

Из-за возможного раскрытия стыков даже при линейной зависимости между смещениями и давлениями в зоне контакта физические условия работы и жесткость направляющих нелинейно зависят от внешней нагрузки и зазоров.

Исходными данными для расчета являются чертежи соответствующего узла, технические условия на изготовление и сборку узла, выбранные расчетные условия (режимы обработки) и некоторые справочные данные.

По чертежу рассчитываемого узла (рис. 4.25) задают:

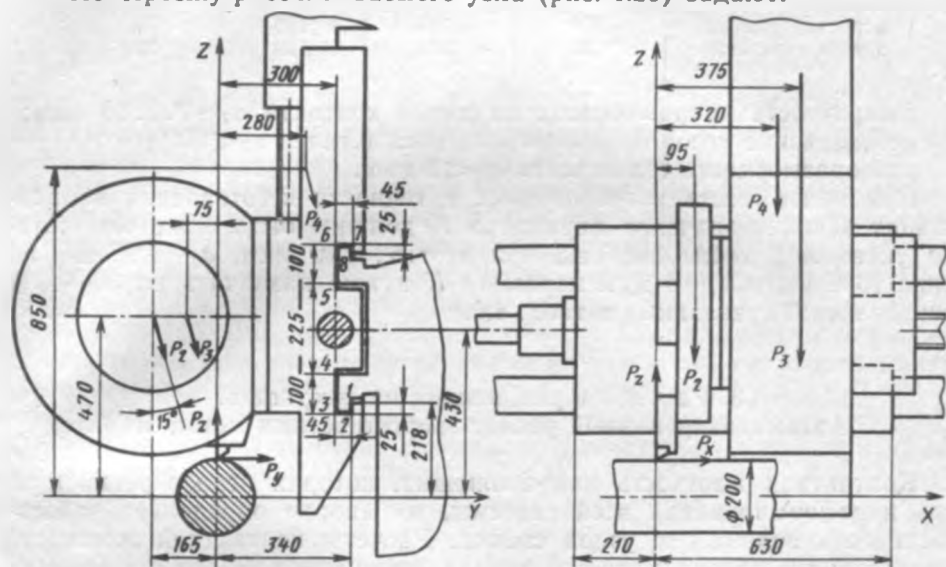


Рис. 4.25. Расчетная схема направляющих скольжения токарно-револьверного станка с ЧПУ

1) геометрию направляющих в поперечном сечении: координаты начальной и конечной точек каждой грани 1—8 направляющих в абсолютной или относительной системе координат;

2) геометрию направляющих в продольном (вдоль оси винта) направлении: координаты начальной и конечной точек каждой грани по длине;

3) координаты оси винта подачи;

4) координаты точек приложения нагрузки (сил резания и веса узлов) для выбранных расчетных условий;

5) координаты точек, в которых должны быть вычислены перемещения.

По техническим условиям задают начальные зазоры или натяги на каждой грани и допустимые погрешности формы направляющих — характер (выпуклость, вогнутость, извернутость) и максимальное отклонение.

В соответствии с выбранными расчетными условиями задают

внешнюю нагрузку — вес узлов, нагружающих направляющие, и силы резания, соответствующие тому случаю, для которого проводят расчет.

К справочным данным относят:

жесткость привода подач [6] (табл. 4.8);

коэффициенты трения скольжения f по каждой грани в зависимости от типа и материала направляющих (табл. 4.9);

коэффициенты контактной податливости на каждой грани направляющих.

4.8. Осевая жесткость, Н/мм, приводов подач с шариковыми винтовыми передачами (ориентировочные значения)

Схема закреп- ления винта	Расстояние l_I и l_{II} при $d \times t$, мм										
	25×5	32×5	40×5	50×5	40×10	50×10	63×10	80×10	100×10	80×20	100×20
	400	500	700	1000	800	1000	1500	2000	2000	1500	2000
I	50	85	105	135	90	125	150	210	290	220	305
II	95	160	205	275	180	250	315	440	590	435	560

Обозначения: d — диаметр; t — шаг винта; схема I — с односторонним осевым закреплением винта; схема II — с двусторонним осевым закреплением винта; l_I — расстояние от середины гайки до упорного подшипника; l_{II} — расстояние между опорами винта.

4.9. Значения поправок ξ_m к коэффициентам контактной податливости при нормальной точности изготовления направляющих и значения коэффициента трения f

Материал пары и вид обработки	ξ_m	ξ
Чугун (шлифование) — чугун (шабрение)	1,0	
Чугун (шабрение) — чугун (шабрение)	0,6	0,15
Чугун (шабрение) — текстолит ПТ (шабрение)	2,2	0,17
Чугун (шабрение) — наполненный фторопласт Ф4К15М5-Л-ЭА (шабрение)	2,3	0,06
Чугун (шабрение) — эпоксидный компаунд (шабрение)		
УП-5-250	2,8	
УП-5-251	1,5	0,12
Чугун (шабрение) — наполненная ацетатная смола		
СФД-ВМ-БС	2,2	0,13

Примечания: 1. Для повышенной точности изготовления значения ξ_m следует принимать меньше табличного значения в 1,3—1,4 раза, для высокой точности изготовления — в 1,8—2 раза.

2. Приведенные значения коэффициентов трения соответствуют средним значениям скоростей подачи. Для уточненных расчетов можно использовать значения f , соответствующие фактическим условиям работы узла.

Направляющие скольжения. Используемые в технических расчетах значения коэффициентов k контактной податливости, т. е. коэффициентов пропорциональности между смещением δ и нормальным давлением σ в стыке ($\delta = k\sigma$), получены путем обработки значительного количества экспериментальных данных на моделях и натурных направляющих. Значение k зависит от размеров стыков — с увеличением размеров значение k возрастает, что связано с ухудшением условий контактиро-

вания и уменьшением средних давлений. Значения коэффициента контактной податливости существенно зависят от макро- и микрогеометрии поверхностей и качества пригонки сопрягаемых деталей и поэтому имеют большой разброс. Однако при стабильной технологии в условиях одного изготовителя значения k достаточно стабильны.

Отклонение формы по длине направляющих (макрогеометрия) вводят в расчет непосредственно, и учитывают зависимость коэффициента контактной податливости от ширины B соответствующих граней. Влияние местных деформаций, прижимных и регулировочных элементов учитывается поправками к коэффициентам контактной податливости, и расчетные значения коэффициентов k для основных, боковых и вспомогательных граней принимают разными.

Разные значения коэффициента k для отдельных граней учитывают введением соответствующих поправок к базовому значению $k = 1 \cdot 10^{-11}$ м³/Н.

Для основных граней направляющих поправка ξ_0 учитывает материал, вид обработки и ширину грани:

$$\xi_0 = \xi_m (1 + B_0/0,2),$$

где ξ_m — коэффициент, учитывающий материал и вид обработки (см. табл. 4.9); B_0 — ширина грани, м.

Для боковых граней шириной B_6 учитывают увеличение податливости из-за наличия регулировочных элементов. При этом

$$\xi_0 = \xi_m \xi_p (1 + B_6/0,2),$$

где ξ_p — коэффициент; для клиньев (см. рис. 4.2, а) $\xi_p = 4 \dots 5$; для планок, закрепляемых после регулирования (см. рис. 4.2, б), $\xi_p = 1 \dots 1,2$; для планок, незакрепляемых после регулирования (см. рис. 4.2, в, г),

$$\xi_p = \alpha + \frac{B_6 l e \cdot 10^{11}}{\xi_m (1 + B_6/0,2)},$$

где l — расстояние между регулировочными винтами, м; e — податливость регулировочного винта, определяемая в зависимости от диаметра резьбы:

Диаметр резьбы, мм	6	8	10	12	16	20
$e \cdot 10^7$, м/Н	0,16	0,10	0,07	0,045	0,025	0,018

α — коэффициент, учитывающий податливость планки; его определяют в зависимости от

$$\lambda = l \sqrt{\frac{3 \cdot 10^{11}}{E h^3 \xi_m (1 + B_6/0,2)}},$$

где h — толщина планки, м; E — модуль продольной упругости материала планки, Па:

λ	0	1	2	3	4	5	>5
α	1,0	1,04	1,2	1,5	1,9	2,5	0,5 λ

Для вспомогательных граней шириной m учитывают влияние деформаций прижимных планок. При этом

$$\xi_{ac} = \xi_m \xi_{пл} (1 + m/0,2),$$

где $\xi_{пл}$ — коэффициент, учитывающий податливость прижимных планок.

Значения коэффициента $\xi_{пл}$ определяют в зависимости от $\xi_m' = \xi_m (1 + m/0,2)$ и толщины планки h :

ξ_m'	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4
$h = 0,8 \text{ м}$	1,43	1,53	1,65	1,85	2,2
$h = m$	1,30	1,32	1,41	1,53	1,74

При $\xi_m' > 1,6$ принимают $\xi_{пл} = 1,2$.

Значения ξ_m для направляющих скольжения, приведенные в табл. 4.9, соответствуют среднему давлению $\sigma_0 \leq 3 \cdot 10^5$ Па. При указанных значениях ξ_m проводят предварительный расчет. Если в результате расчета на какой-то i -й грани получены значения $\sigma_{icp} > 3 \cdot 10^5$ Па, то расчетные значения ξ_m для этой грани корректируют. При этом используют следующие соотношения:

для пары чугуна — чугун и чугуна — сталь

$$\xi_{mc} = \xi_m \sqrt{\sigma_0 / \sigma_{icp}};$$

для направляющих из неметаллических материалов

$$\xi_{mc} = \xi_m \sqrt{(\sigma_0 / \sigma_{icp})^2}.$$

При этих новых значениях ξ_{mc} уточняют значения ξ_p и $\xi_{пл}$ и расчет повторяют.

Для направляющих кругового движения из-за малой жесткости планшайбы и относительно большой длины направляющих значения поправок к коэффициентам контактной податливости принимают в 2 раза большими, чем для основных граней направляющих прямолинейного движения соответствующей ширины.

Направляющие качения. Для роликовых направляющих качения зависимость между смещением δ и нагрузкой q близка к линейной $\delta = Cq = CP/b$, где P — сила, действующая на ролик; b — длина ролика. Поэтому роликовые направляющие рассчитывают так же, как и направляющие скольжения с соответствующими поправками $\xi_{кр}$ к коэффициентам контактной податливости:

$$\xi_{кр} = CL/z,$$

где L — длина направляющей, м; z — число тел качения.

Погрешности формы направляющих качения учитывают при выборе коэффициента C , принимая $C = C_p$, где C_p определяют по кривым, приведенным на рис. 4.26 в зависимости от натяга δ_n [8].

Погрешности формы роликовых направляющих (выпуклость, вогнутость или извернутость) можно учитывать и непосредственно при расчете, т. е. так же, как при расчете направляющих скольжения. В этом случае для стальных закаленных направляющих с натягом $C = 6 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для стальных закаленных направляющих без натяга $C = 7,5 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для чугунных шлифованных $C = 11,5 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для чугунных шабренных $C = 25 \cdot 10^{-11}$ м²/Н.

Для шариковых направляющих качения зависимость между смещением δ и нагрузкой P нелинейна: $\delta = C_1 P^{2/3}$. Поэтому при расчете шариковых направляющих используют линеаризованную зависимость $\delta = C_{ш} P$, и поправки к коэффициентам контактной податливости зависят от натяга или нагрузки на шарик. Погрешности формы направляющих учитывают на непосредственно, а при определении поправок к коэффициентам контактной податливости. Преобразуя соответствующие зависимости [8], можно получить

$$\xi_{к.ш} = C_{ш}^* L b / (z \sqrt{d}),$$

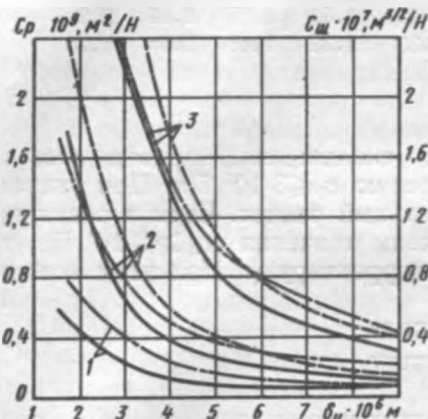


Рис. 4.26. Зависимость коэффициента C_p от натяга σ_n в направляющих качения:

1 — короткие направляющие высокой точности ($\Delta = 5$ мкм); 2 — короткие направляющие нормальной точности ($\Delta = 10$ мкм); 3 — длинные направляющие нормальной точности ($\Delta = 30$ мкм), где Δ — отклонение от прямолинейности

где $C_{ш}^*$ — коэффициент, определяемый по кривым, приведенным на рис. 4.26 [3], в зависимости от диаметра шарика, натяга δ_n и отклонения формы направляющих от идеальной; L, b — длина и ширина направляющей, м; d — диаметр шарика, м; z — число тел качения.

При регулировании натяга специальными регулировочными элементами для тех граней, на которых расположены эти элементы, в качестве поправок к коэффициентам контактной податливости дополнительно вводят коэффициент ξ_n , учитывающий соответственное снижение жесткости. При регулировании натяга винтами со сферическими опорами $\xi_n = 1,5$, при регулировании тарельчатыми пружинами $\xi_n = 8 \dots 10$.

Для направляющих качения сила трения на каждой грани, нагруженной силой P ,

$$T = T_0 + P f_k / r,$$

где T_0 — начальная сила трения; для направляющих станков средних размеров со штампованными сепараторами при трогании с места $T_0 = 5$ Н, при движении $T_0 = 4$ Н; f_k — коэффициент трения качения; для стальных направляющих $f_k = 0,001$ см, для чугунных $f_k = 0,0025$ см; r — радиус тела качения, см.

Расчет направляющих с роликовыми опорами качения см. в [8].

Расчет характеристик работоспособности направляющих в общем случае (как при автоматизированном, так и при обычном расчете) проводят в два этапа.

1. Определение размеров и расположения зон контакта в направляющих при заданной внешней нагрузке с учетом зазоров, натяга, погрешностей изготовления, податливости контактного слоя, жесткости контактирующих деталей и т. п.

2. Определение расчетных характеристик (средних и наибольших давлений, сил трения, жесткости и т. п.) при данных размерах и расположении зон контакта.

В ЭНИМСе разработана система автоматизированных расчетов,

которая охватывает расчет направляющих прямолинейного и кругового движения скольжения, качения и комбинированные для узлов, у которых собственная жесткость деталей на порядок выше жесткости поверхностных слоев. К таким узлам относятся суппорты токарных, карусельных, долбежных, зубофрезерных и других станков, консоли и шпиндельные головки фрезерных станков, шпиндельные бабки, стойки, короткие столы и т. п. В ряде случаев к этой группе можно отнести узлы, высокая жесткость которых в зоне направляющих обеспечивает за счет присоединенных деталей [5].

Направляющие, в которых собственная жесткость одной из сопрягаемых деталей соизмерима с жесткостью поверхностных слоев, т. е. ползунов, длинных столов и др., рассчитывают в соответствии с указаниями, приведенными в [3].

Система реализована на ЭВМ РС/АТ [5].

С помощью автоматизированного расчета определяют следующие характеристики работоспособности направляющих:

давление на гранях (среднее и максимальное), равнодействующую давления (реакцию грани) и координату точки ее приложения, максимальную нагрузку на тела качения;

силу трения и силу тяги привода подачи;

перемещение в заданной точке под действием внешней нагрузки в результате контактных деформаций в направляющих;

статическую податливость в заданной точке (в зоне резания) и ее составляющие, определяемые угловыми смещениями относительно координатных осей и линейными смещениями вдоль этих осей (баланс податливости);

значения жесткости направляющих, необходимые для расчета несущих систем.

При статических и динамических расчетах несущих систем на основе стержневых конечно-элементных моделей [1] жесткость направляющих принято характеризовать жесткостью шести пружин: трех линейных в направлении взаимно перпендикулярных осей жесткости и трех угловых относительно этих осей. При этом под осью жесткости, проходящей в заданном направлении, понимают прямую, обладающую следующим свойством: если к жесткому упруго опертому телу, обладающему шестью степенями свободы, приложить силу вдоль этой прямой, то в перемещениях тела будут отсутствовать повороты вокруг осей, перпендикулярных к оси жесткости.

Разработанный комплекс программ позволяет получить координаты осей жесткости, условно принимаемых параллельными координатным осям, в которых ведется расчет несущих систем, и значения соответствующих жесткостей для заданных условий работы станка (т. е. нагружения направляющих).

К особенностям автоматизированных расчетов, обусловленным в значительной мере применением ЭВМ, относятся следующие.

1. Рассмотрение пространственной нагрузки, действующей на узел, и учет сил трения при определении условий работы отдельных граней направляющих, т. е. размеров и расположения зон контакта (а не независимое рассмотрение действия нагрузок в отдельных координатных плоскостях, как это нередко принимают).

2. Учет фактического угла наклона отдельных граней в пространстве (без приведения их к эквивалентным плоским), что позволяет непосредственно рассчитывать направляющие разной формы (треуголь-

ные, типа «ласточкин хвост» и т. п.) учитывать имеющую место упругую координатную связь.

3. Учет изменения давлений не только по длине, но и по ширине граней, что особенно существенно для тяжелонагруженных станков.

4. Непосредственное введение в расчет начальных зазоров и макроемметрии (погрешностей формы) направляющих.

5. Возможность расчета направляющих с гранями неодинаковой длины.

Положение подвижного узла относительно неподвижного под действием внешней нагрузки, вызывающей контактные деформации в направляющих, определяют в режиме итераций, исходя из условия, что в положении устойчивого статического равновесия полная потенциальная энергия механической системы минимальна. Полная энергия складывается из энергии упругого деформирования контактного слоя, энергии деформирования привода подачи и работы внешних сил. Каждое из этих слагаемых зависит от положения и ориентации подвижного узла в пространстве, т. е. определяется шестью координатами (три линейными и тремя угловыми).

В начале задают начальные значения координат подвижного узла и определяют соответствующие им зоны контакта на каждой грани. Так как контактирующие тела приняты абсолютно жесткими, границы зон контакта ограничены прямыми линиями. Далее вычисляют полную потенциальную энергию системы, а также первые и вторые производные полной потенциальной энергии по координатам подвижного узла. Потенциальная энергия упругого деформирования контактного слоя суммируется по всем граням в пределах зон контакта по каждой грани.

Поскольку начальные значения координат выбирают ориентировочно (например, из условия, что все грани работают полностью) на первом шаге счета частные производные потенциальной энергии системы по координатам подвижного узла не равны нулю. Вторые производные позволяют определить рациональные значения поправок к начальным значениям координат. Далее вычисляют новые значения координат, соответствующие им зоны контакта граней, новое значение полной потенциальной энергии системы и т. д. В процессе приближения к минимальному значению энергии учитывают силы трения, влияние которых корректируют на итерациях по мере уточнения формы и размеров зон контакта. При этом принимают, что на каждой грани сила трения зависит от нормальной реакции грани.

На каждой итерации осуществляется контроль условий статического равновесия. Итерации прекращаются, когда в уравнениях статики разности значений силовых факторов от внешней нагрузки и реакций направляющих, поправки к силам трения и поправки к координатам подвижного узла становятся малы. Общий алгоритм расчета показан на рис. 4.27.

Зависимости, используемые в процессе счета в соответствии с представленным алгоритмом, рассмотрены на простейшем примере суппорта (см. рис. 4.25) с нагрузкой, действующей в плоскости $Z'OX'$, при которой работают только горизонтальные грани 2 и 5. В этом случае смещение суппорта относительно станины в результате деформаций в направляющих $z' = \theta_\nu x' + z_0$, где θ_ν — угол наклона суппорта относительно оси y ; x' — текущая координата; z_0 — смещение в направлении оси Z в начале координат.

Полная потенциальная энергия W складывается из потенциальной

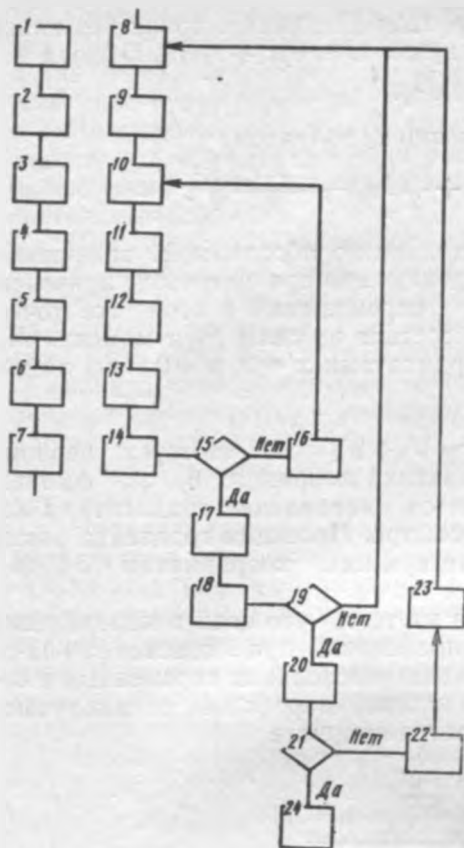


Рис. 4.27. Алгоритм автоматизированного расчета направляющих энергетическим методом:

1 — начальные значения координат равновесия подвижного узла; 2 — определение начальных условий работы грани; 3 — потенциальная энергия W_1 упругого деформирования контактного слоя и механизма подачи; 4 — нормальные реакции граней и координаты точек их приложения; 5 — силы трения; 6 — работа W_2 внешних сил; 7 — полная потенциальная энергия $W_1 + W_2$ механической системы; 8 — первые и вторые производные по координатам подвижного узла; 9 — поправки к значениям координат подвижного узла; 10 — новые значения координат подвижного узла; 11 — определение условий работы граней, соответствующих новым значениям координат подвижного узла; 12 — потенциальная энергия упругого деформирования контактного слоя; 13 — работа внешних сил; 14 — полная потенциальная энергия механической системы; 15 — новое значение энергии меньше предыдущего; 16 — уменьшение поправок; 17 — нормальные реакции граней и координаты точек их приложения; 18 — контроль условий статики; вычисление невязок; 19 — невязки в уравнениях статики меньше норм; 20 — коррекция сил трения; 21 — приращения сил трения меньше норм; 22 — работа внешних сил с учетом скорректированных значений сил трения; 23 — полная энергия с учетом скорректированных значений сил трения; 24 — выход из итераций

энергии упругого деформирования контактного слоя W_1 и работы внешних сил W_2 :

$$W = W_1 + W_2.$$

При работе только верхней ($i=5$) или только нижней ($i=2$) грани жесткость грани на единицу длины $C_i = b_i/k_i$, где b_i — ширина грани; k_i — коэффициент контактной податливости соответствующей грани, постоянна по всей длине.

При этом потенциальная энергия упругого деформирования по всей длине салазок

$$W_1 = 0,5C_i \int_0^l z'(x')^2 dx = 0,5C_i \int_0^l (\theta_1 z' + z_0)^2 dx.$$

При переходе давлений с верхней грани на нижнюю грань область интегрирования $0 \leq x' \leq l$ разобьется на две $0 < x' < x_0$ и $x_0 \leq x' \leq l$. При этом жесткость, постоянная в пределах каждого участка, будет различной на разных участках, в частности, из-за разной ширины b_i (C_2 на грани 2 и C_5 на грани 5). Тогда

$$W_1 = 0,5C_2 \int_0^{x_0} (\theta_1 x' + z_0)^2 dx + 0,5C_5 \int_{x_0}^l (\theta_1 x' + z_0)^2 dx.$$

При $x' = x_0$, когда происходит переход давлений с грани без клина на грань с клином, смещение равно нулю, т. е. $\theta_y x_0 + z_0 = 0$. Отсюда

$$x_0 = -z_0/\theta_y.$$

После интегрирования и подстановки x_0 получаем

$$W_1 = \frac{C_5 l^3}{6} \theta_y^2 + \frac{C_5 l^2}{2} \theta_y z_0 + \frac{C_5}{2} l z_0^2 - \frac{C_5 - C_2}{6} \frac{z_0^3}{\theta_y}.$$

Работа внешних сил W_2 отрицательна по абсолютной величине и равна полному скалярному произведению вектора нагрузок, приведенных к началу координат, на вектор перемещений в этой же точке. В плоскости $Z'OX'$ вектор нагрузок состоит из силы P_z и момента M_y , а вектор перемещений в точке с координатами $x' = 0$, $z' = 0$ — из линейного z_0 и углового θ_y перемещений.

При этом $W_2 = -(P_z z_0 + M_y \theta_y)$.

Полученное выражение для $W = W_1 + W_2$ соответствует первому приближению. Далее для поиска значений координат θ_y , z_0 , соответствующих минимуму W , рассчитывается направление градиента, в котором функция возрастает наиболее быстро. Проекции градиента равны частным производным по соответствующим координатам $\partial W/\partial \theta_y$, $\partial W/\partial z_0$.

Шаг спуска определяется исходя из того, что если в направлении градиента и в противоположном направлении при поиске $(n+1)$ -го приближения аппроксимировать функцию нескольких переменных в окрестностях точки n -го приближения плоской параболой, то наилучшее приближение к минимуму обеспечивается при шаге

$$\Delta t = \frac{\sum_{i=1}^2 \frac{\partial^2 W}{\partial x_i^2}}{\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \frac{\partial^2 W}{\partial x_i \partial x_j} \frac{\partial W}{\partial x_i} \frac{\partial W}{\partial x_j}},$$

где $i, j = 1, 2$; $x_1 = \theta_y$; $x_2 = z_0$.

Далее вычисляются приращения координат, пропорциональные соответствующим частным производным и противоположные им по знаку:

$$d\theta_y = \frac{\partial W}{\partial \theta_y} \Delta t; \quad dz_0 = \frac{\partial W}{\partial z_0} \Delta t; \quad \Delta t > 0.$$

Затем определяются новые значения аргументов $\theta_{y, n+1} = \theta_{y, n} + d\theta_y$, $z_{0, n+1} = z_{0, n} + dz_0$ и проверяется, убывает ли функция

$$W(\theta_{y, n+1}; z_{0, n+1}) < W(\theta_{y, n}, z_{0, n}).$$

Если это условие не выполняется, то шаг уменьшается и процедура повторяется. Операции продолжают до тех пор, пока поправки $d\theta_y$ и dz_0 не станут весьма малыми (в пределах заданных значений). В результате итерационного процесса вычисляют шесть координат, характеризующих положение равновесия подвижного узла под действием внешней нагрузки. При этом уже определены размеры и положения зон контакта на каждой грани, силы реакции граней, координаты центров давления, силы трения и полная матрица 6×6 жесткости, т. е. матрица вторых производных полной энергии по координатам подвижного узла. По этим данным определяются указанные выше расчетные характеристики работоспособности направляющих.

Поскольку условия работы направляющих (размеры и расположения зон контакта) зависят от нагрузки на направляющие (сил резания и сил веса), характеристики жесткости для различных условий работы станка будут различны.

Получаемые результаты могут быть использованы и для конечно-элементных модулей несущих систем из пластинчатых элементов при определении расположения и жесткостей пружин, имитирующих жесткость направляющих.

При линейной зависимости между давлениями и смещениями в стыке, выраженной через коэффициент контактной податливости k , жесткость пружины растяжения-сжатия эквивалентна жесткости участка контакта площадью F : $K = F/k$. В первом приближении можно принять, что зоны контакта в направляющих, определенные при предположении о недеформируемости контактирующих тел, при их деформировании изменяются незначительно. Тогда, разделив эти зоны контакта на участки площадью F , расположенные напротив узлов конечно-элементной модели, можно ввести и в эти узлы соответствующие пружины.

Проиллюстрируем получаемые результаты на примере расчета направляющих скольжения продольного суппорта токарно-револьверного станка. На рис. 4.25 указаны расчетная схема, соответствующие линейные размеры, внешняя нагрузка и номера базовых точек отдельных граней в поперечном сечении направляющей (направляющие рассматриваемого станка наклонны и на рис. 4.25 для удобства поперечное сечение повернуто на соответствующий угол, поэтому силы веса показаны наклонно).

В табл. 4.10 приведено общее описание конструкции, включающее

4.10. Топология конструкции (см. рис. 4.25)
и физические особенности контактного
взаимодействия граней

Номер граней	Вершины грани		Начальный зазор, мм	Поправка к коэффи- циенту контакт- ной подат- ливости
	первая	вторая		
1	2	1	0,03	2
2	3	2	—	1
3	4	3	—	1
4	6	5	—	1
5	7	6	—	4
6	8	7	0,03	2

Примечание. Коэффициент трения скольжения равен 0,12.

номера граней, соответствующие им базовые точки и расчетные значения зазоров, которые введены на вспомогательных гранях 1 и 6; зазор принят равным 0,03 мм. Кроме того, в таблице указана поправка к коэффициенту контактной податливости; для основных граней 3 и 4 $\xi_0 = 1$; для вспомогательных граней 1 и 6 с учетом податливости планок $\xi_{bc} = 2$ и на боковой грани 5, где расположен клин, $\xi_0 = 4$. Погрешность формы направляющей в виде вогнутости задана на грани 5; максимальное отклонение от прямолинейности принято равным 0,025 мм.

Основные результаты расчета, проведенного по этим данным, приведены в табл. 4.11 и на рис. 4.28.

Наиболее нагруженной оказывается грань 5, максимальное давление на которой достигает $7,99 \cdot 10^5$ Па (табл. 4.11) и на долю которой

4.11. Распределение давления по граням направляющих и энергии деформирования

Номер грани	Давление на гранях $p \cdot 10^{-5}$, Па			Относительная площадь рабочей зоны	Вклад в энергию,
	максимальное	среднее по рабочей зоне	среднее по всей грани		
1	—	—	—	—	—
2	—	—	—	—	—
3	6,73	2,97	1,88	0,634	13,7
4	—	—	—	—	—
5	7,99	2,46	1,90	0,773	25,8
6	2,21	1,21	1,21	1,000	1,5

Примечание. «—» — грань не работает.

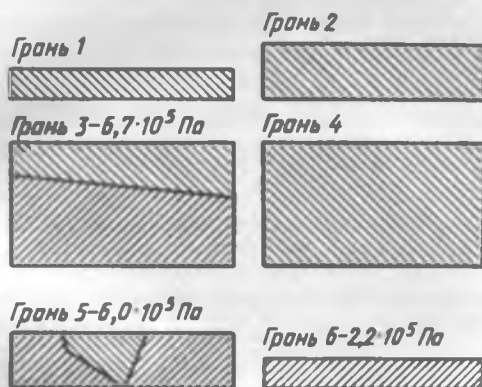


Рис. 4.28. Схема распределения давлений по граням направляющих токарно-револьверного станка: штриховка с наклоном вправо — нагруженный участок грани

приходится 26% полной энергии деформирования; 59% полной энергии деформирования системы приходится на винт механизма подачи. Полностью работает только верхняя грань 6, к которой нагрузка от веса прижимает суппорт; для этой грани относительная площадь рабочей зоны равна 1 (см. табл. 4.11). Грани 1, 2 и 4 не работают, а контакт по грани 3 частичный. Схема распределения давлений по граням показана на рис. 4.28. Там же указаны максимальные давления на гранях и положения центров давления (показаны звездочкой). Из-за вогнутости поверхности направляющих на грани 5 средняя ее часть по длине не работает.

Для оценки качества конструкции вычисленные значения давлений, статической податливости узла и собственной жесткости направляющих сравниваются с допустимыми или с аналогичными характеристиками удовлетворительно работающих станков. Изменяя параметры направляющих, можно подобрать такое их сочетание, при котором

обеспечивается более равномерное распределение давлений и более высокая жесткость. Следует, однако, отметить, что из-за сильной связанности перемещений в системе для выбора оптимальных параметров целесообразно использовать общие методы решения задачи оптимизации [14].

4.4. Расчет направляющих на долговечность

Долговечность направляющих скольжения зависит от влияния их изношенности на точность станка за счет изменения траектории движения подвижного рабочего органа (см. т. 1, п. 9.3). Для оценки долговечности направляющих скольжения применяют следующие основные характеристики процесса изнашивания:

$U(x)$ — линейный износ и его распределение по поверхности трения (форма изношенной поверхности), мкм;

$U_{\max}(x')$ — наибольший износ и его положение (x') на направляющей, мкм;

$\gamma_{\text{ср}}$ — средняя скорость изнашивания, мкм/год или мкм/ч,

$$\gamma_{\text{ср}} = U(x)/T,$$

где T — время, отработанное станком, или календарное время (число лет при двухсменной работе), ч;

J_x — интенсивность изнашивания (безразмерная величина или в мкм/км),

$$J_x = U(x)/S,$$

где S — путь трения.

Для расчета направляющих на износ обычно используют линейные законы изнашивания (см. т. 1, гл. 9):

$$U = KpS,$$

где K — коэффициент изнашивания, МПа^{-1} ; при линейном в отношении p законе изнашивания — это удельная интенсивность изнашивания I ; p — давление на поверхности трения, МПа.

Значения K и $\gamma_{\text{ср}}$ (по данным ЭНИМСа) приведены в табл. 4.12. Коэффициент изнашивания K зависит от материала пары трения, условий защиты и смазывания направляющих.

По результатам исследования износостойкости образцов, выполненных из материалов, применяемых для изготовления направляющих металлорежущих станков [17], установлены следующие значения параметра I :

для незакаленных заготовок из чугуна СЧ 25 $I = 0,020$ мкм/км; для заготовок из стали 45 $I = 0,017$ мкм/км;

для закаленных заготовок из чугуна СЧ 25 $I = 0,017$ мкм/км; из стали 45 $I = 0,017$ мкм/км;

для образцов из сплава SnBz8 $I = 0,047$ мкм/км.

для образцов из полиамида KR1076 $I = 0,062$ мкм/км;

Если (по данным ЭНИМСа) материал сопряженного образца — чугун ФТ26, то для образцов из фторопласта Ф4К15М5 интенсивность изнашивания $I = 0,03 \dots 0,07$ мкм/км, для образцов из фторопласта «Торсайт Б» $I = 0,05 \dots 0,009$ мкм/км.

Для количественной оценки влияния износа направляющих на точность станка требуется рассчитать форму изношенной поверхности на-

**4.12. Предельные значения коэффициента изнашивания K
и средняя скорость изнашивания $\gamma_{\text{ср}}$ направляющих станины станков [16]**

Тип станка	Грань направляющей	Материал и твердость направляющей	Загрязненность	Состояние станка	$K(I) \times 10^{-6}$, ммПа ⁻¹	$\gamma_{\text{ср}}$, мм/год
Токарный	Передняя треугольная	Чугун СЧ 21, HB 180 Чугун СЧ 28, HRC, 50	Значительная	Не раскрывается	2,6—3,8 1,4	50 30
	Задняя плоская	Чугун СЧ 21, HB 180 Чугун СЧ 28, HRC, 50	Средняя	Раскрывается	50—70 25—35	15 10
Координатно-расточной	—	Чугун СЧ 32, HB 200	Малая	Не раскрывается	1,1—1,6	0,7

Примечание. Материал суппорта чугуна СЧ 21, HB 160.

направляющих. Для расчета распределения износа $U(x)$ по длине направляющих необходимо знать характер эпюры давления $p=f(l)$, кривую $\varphi(x)$ распределения ходов суппорта (стола), значения K и S (см. т. 1, гл. 9).

В табл. 4.13 приведены формулы расчета $U(x)$ для различных условий для каждого из трех участков направляющих. В этих формулах не учтена возможность перераспределения давлений в направляющих в процессе изнашивания, они ориентированы на среднюю эпюру давлений в направляющих в процессе эксплуатации станка.

Для более точного расчета формы изношенной поверхности направляющих применяют метод имитационного моделирования, который базируется на тех же исходных предположениях.

Схема, поясняющая методику такого моделирования, показана на рис. 4.29. В общем случае эпюра давления $p(l)_{j+1}$ на $(j+1)$ -м технологическом переходе может отличаться от эпюры давления на j -м переходе (a_j и b_j — координаты соответственно начала и конца хода подвижного рабочего органа на соответствующих переходах). С учетом известной методики приближенного решения задачи интегрирования численными методами можно считать, что при выполнении станком j различных технологических переходов износ направляющих в зоне с координатой x

$$U(x) = Kh \sum_{j=1}^{j_m} \sum_{i=1}^{n_j} p_{j,i}(l),$$

где h — условно выбираемый шаг движения эпюры давления по направляющим при моделировании процесса изнашивания; $n_j = (b_j - a_j)/h$ — число шагов эпюры давления при выполнении j -го перехода; i — номер шага эпюры давления при выполнении j -го технологического перехода; l — координата эпюры давления в направляющих рабочего органа.

При реальной эксплуатации подвижный рабочий орган станка совершает возвратно-поступательные движения с изменяющимися параметрами a , b и $p(l)$, а приращение износа в зоне с координатой x про-

4.13. Формулы для расчета ширины зоны контактирующей скользящей

L/l_0	Кривая распределения $\varphi(x)$	Эпюра давления $p(x)$	Форма относительной деформации	Условие	Формулы учета $\sigma(x) = k \int_{l_0}^x \varphi(t-l) f(t) dt$
0,5				I II III	$ksp_1 \frac{x}{l}$ $ksp_1 \frac{l_0}{l}$ $ksp_1 \frac{1}{l} (L + l_0 - x)$
				I II III	$ksp_1 \frac{x^2}{2Ll_0}$ $ksp_1 \frac{l_0}{2L}$ $ksp_1 \frac{1}{2Ll_0} [L^2 - (x-l)^2]$
				I II III	$ksp_1 \frac{1}{2L} (2Lx - x^2)$ $ksp_1 \frac{l_0}{L} (2L + l_0 - 2x)$ $ksp_1 \frac{1}{L} (L + l_0 - x)^2$
				I II III	$ksp_1 \left[\varphi\left(\frac{x-l}{l_0}\right) + \varphi\left(\frac{x}{l_0}\right) \right]$ $ksp_1 M \left[\varphi\left(\frac{x-l}{l_0}\right) + \varphi\left(\frac{x+l_0-l}{l_0}\right) \right]$ $ksp_1 M \left[\varphi\left(\frac{x-l}{l_0}\right) + \varphi\left(\frac{x+l_0-l}{l_0}\right) \right]$
				I II III	$ksp_1 \frac{x^2}{2Ll_0}$ $ksp_1 \frac{l_0}{2L}$ $ksp_1 \frac{1}{2Ll_0} [L^2 - (x-l)^2]$
				I II III	$ksp_1 \frac{x^2}{L^2} [L^2 - (x-l_0)^2]$
0,5				I II III	$ksp_1 \frac{x}{l}$ ksp_1 $ksp_1 (l_0 + L - x)$
				I II III	$ksp_2 \frac{x^2}{2Ll_0}$ $ksp_2 \frac{l_0}{2L} (2x - l)$ $ksp_2 \frac{1}{2Ll_0} [L^2 - (x-l)^2]$
				I II III	$ksp_1 \frac{x^2}{L^2}$ ksp_1 $ksp_1 [L^2 - (x-l_0)^2]$
				I II III	$ksp_2 \frac{x^3}{3Ll_0}$ $ksp_2 \frac{l_0}{L} \left(x - \frac{1}{2}L\right)$ $ksp_2 \frac{1}{3L^2l_0} [3(L^3 + l_0^3)x - x^3 - 2Ll_0^2 - 2L^2l_0]$

φ — закон нормального распределения, Φ — функция Лапласа, M — нормирующий множитель.

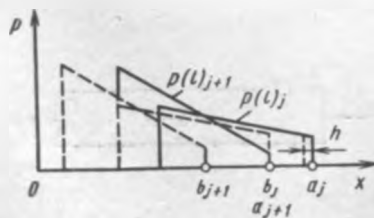


Рис. 4.29. Изменение эпюры давления в направляющих скольжения при выполнении технологических переходов обработки детали

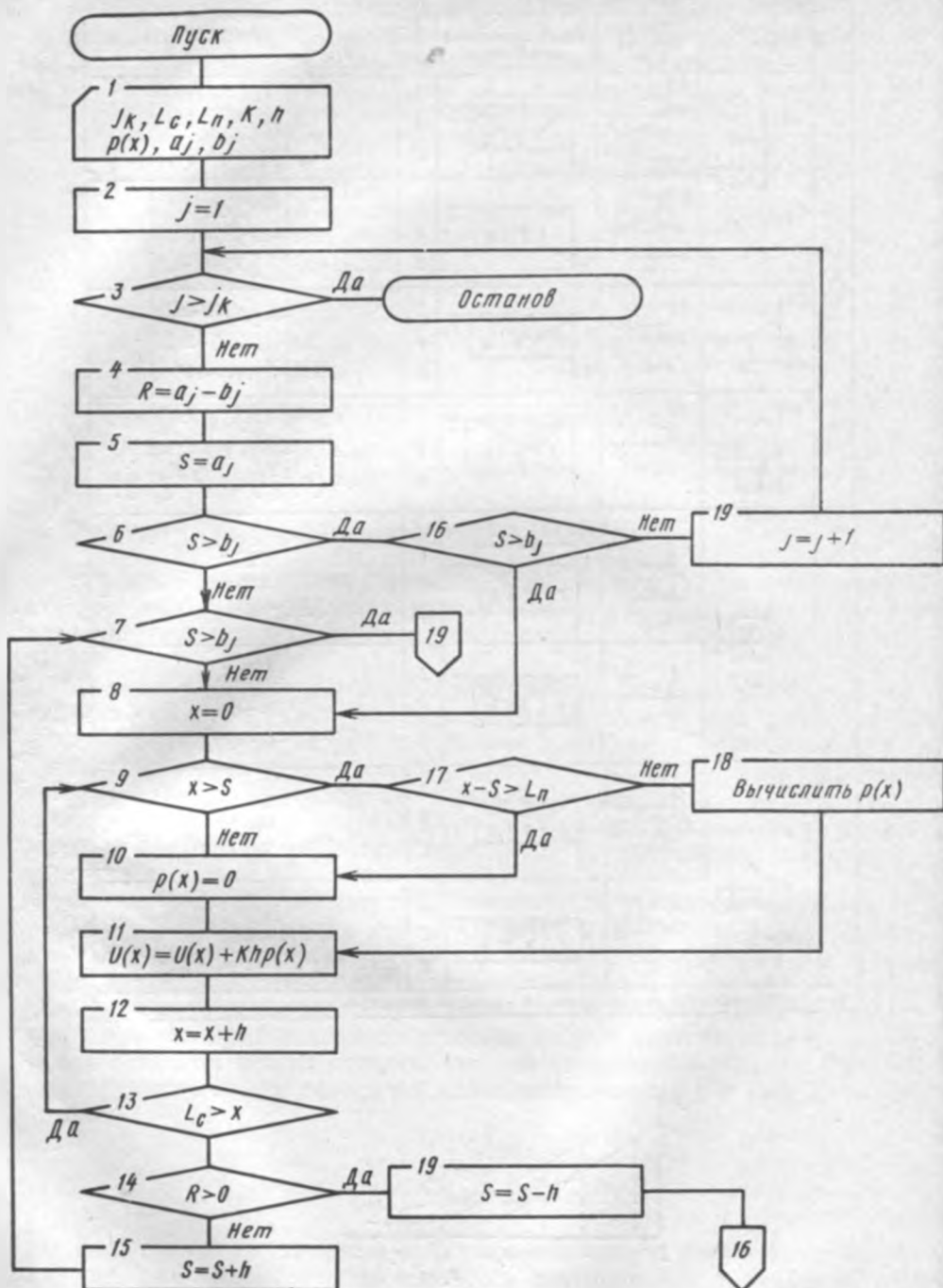


Рис. 4.30. Алгоритм имитационного моделирования процесса изнашивания направляющих скольжения:

S — текущее положение подвижного рабочего органа на станине; L_c — длина станины; L_n — длина подвижного рабочего органа; j_k — общее число циклов статистического моделирования

исходит только при попадании этой зоны в зону контакта рабочего органа со станиной. Следовательно, алгоритм имитационного моделирования процесса изнашивания имеет вид, показанный на рис. 4.30. При этом операторы условного перехода придают следующий физический смысл выполняемым математическим операциям:

оператор 3 определяет момент окончания цикла перебора моделируемых переходов от 1 до j , механической обработки;

оператор 6 определяет направление движения суппорта на j -м переходе;

операторы 7 и 16 определяют моменты окончания движения суппорта на j -м переходе (суппорт сделал число шагов, имеющих суммарную длину, равную ходу суппорта на j -м переходе);

операторы 9 и 17 определяют участок станины, оказавшийся под суппортом в текущем положении суппорта.

Приведенная методика позволяет сделать расчеты при статистическом задании параметров, определяющих процесс изнашивания направляющих, т. е. по данным о законах распределения параметров K , a , b и $p(l)$.

Рассеяние параметра K ввиду очень большого числа факторов, его определяющих, подчиняется, как правило, нормальному закону. Для чутких направляющих токарных станков [12] среднее квадратическое отклонение от математического ожидания коэффициентов изнашивания станины и каретки суппорта $\sigma_c = 0,24 \times 10^{-8}$ МПа $^{-1}$ и $\sigma_k = 0,17 \cdot 10^{-8}$ МПа $^{-1}$ соответственно.

Законы распределения других указанных ранее параметров, необходимых для статистического моделирования по методу Монте-Карло (см. т. 1, гл. 9), определяют на основе данных о деталях, наиболее полно отражающих условия предполагаемой эксплуатации исследуемого станка путем расчета параметров эпюры давления в направляющих по формулам (4.1) для достаточно большой выборки (400—500) технологических переходов механической обработки.

Влияние изнашивания на точность обработки деталей рассчитывают с учетом возможной неравномерности изнашивания различных граней, составляя схему, аналогичную показанной на рис. 4.31. Например, искажение формы обрабатываемой на токарном станке детали происходит в основном за счет неравномерного износа U_x и U_y граней передней на-

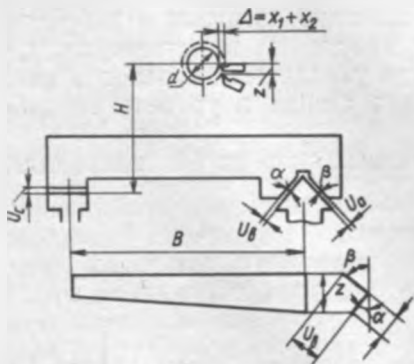


Рис. 4.31. Смещение вершины резца при износе направляющих токарного станка

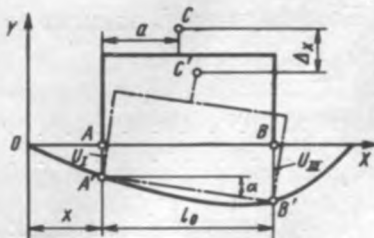


Рис. 4.32. Изменение траектории рабочего органа при износе направляющих скольжения

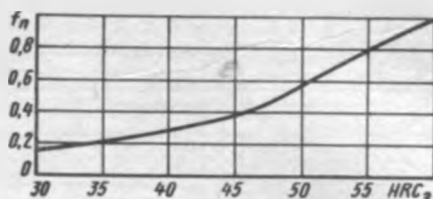


Рис. 4.33. Зависимость коэффициента f_w от твердости направляющих качения

Срок службы направляющих качения, ч,

$$L_h = S \cdot 10^3 / (2l_s n \cdot 60),$$

где l_s — длина хода направляющих, м; n — частота возвратно-поступательных перемещений рабочего органа в минуту, мин^{-1} .

Для учета в расчетах возможных вариаций действующих на направляющие качения нагрузок применяют зависимость

$$P = \sqrt[m]{(P_1 S_1 + P_2 S_2 + \dots + P_n S_n) / L},$$

где $P_1, P_2, \dots, P_n$ — нагрузки на уровнях 1, 2, ..., n ; $S_1, S_2, \dots, S_n$ — пути трения в направляющих, соответствующие рассматриваемым уровням нагружения, для шариковых направляющих $m=3$, для роликовых $m=10/3$.

4.5. Гидростатические направляющие

Принцип работы и классификации. Особенность гидростатических опор состоит в том, что масло, разделяющее скользящие поверхности, подводится к ним извне с помощью насоса. Масло поступает через отверстие 1 в карман 1к (рис. 4.34, а), в котором давление одинаково во всех точках, поскольку глубина H кармана велика (1—4 мм). Карман окружен перемычками 2, препятствующими свободному вытеканию масла из кармана. Истечение масла (показано стрелками) возникает после того, как подвижный элемент 3 всплывает на величину h_1 и масло через образовавшуюся щель по периметру кармана вытекает наружу. Величина всплытия определяется количеством масла, подводимым к карману; давление p_1 в кармане устанавливается автоматически и зависит только от нагрузки F_1 на опору. При увеличении нагрузки ($F_2 > F_1$) давление повышается до p_2 .

Толщина масляной пленки уменьшается до h_2 , причем источник питания должен обеспечить возможность увеличения давления в карманах в рабочем диапазоне нагрузок.

Для восприятия нагрузок различного направления, в том числе опрокидывающих моментов M (рис. 4.34, б), на каждой рабочей поверхности предусматривают несколько карманов (по меньшей мере, два), в каждый из которых масло подводится из своего устройства (системы питания), благодаря чему в карманах устанавливаются давления, определяемые нагрузкой, приходящейся на каждый из карманов. При центральной нагрузке F давления p_1 в карманах 1к и 2к одинаковые, а под действием опрокидывающего момента M в карманах устанавливаются давления p_2, p_3 , определяемые нагрузкой на карманы. При этом подвижный узел 1 может перекашиваться на угол α .

Большое влияние на эксплуатационные характеристики оказывают

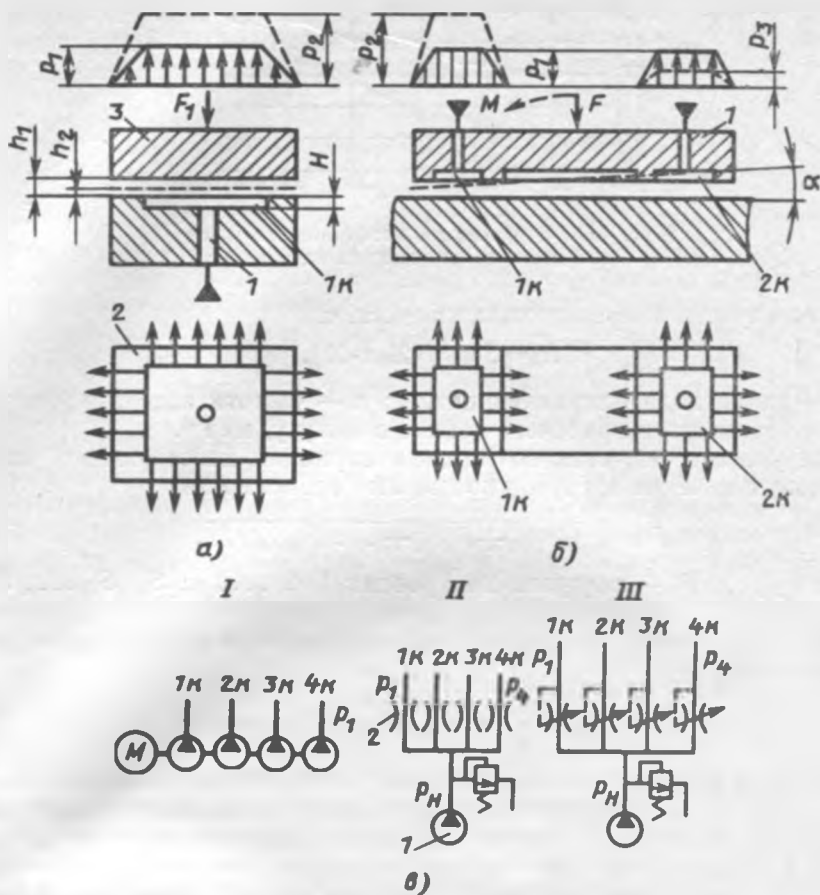


Рис. 4.34. Гидростатические опоры

системы питания карманов (рис. 4.34, в). При системе питания насос — карман (схема I) в каждый карман опоры независимо от нагрузки в единицу времени подводится постоянное количество масла, например с помощью многопоточного насоса. При системе питания с дросселями (схема II) достаточно иметь один насос 1, который подает масло через дроссели 2 к каждому карману. Дроссели, на которых падает давление от p_n до p_i ($p_n > p_1 \dots p_4$), нужны для того, чтобы при различной нагрузке на карманы 1к—4к давления в них не могли выравняться. В системе с регуляторами (схема III) сопротивление каждого из них определяется давлением $p_1—p_4$ в кармане, которое уменьшается с повышением давления. Это обеспечивает более благоприятное (с учетом характера нагружения) распределение расхода по отдельным карманам, что значительно повышает жесткость масляного слоя. Из-за сложности эту схему применяют редко.

На рис. 4.35 приведена классификация гидростатических направляющих поступательного перемещения. При небольшом изменении нагрузок на узел применяют разомкнутые направляющие. Их изготовление значительно проще, чем изготовление замкнутых. Последние обеспечивают повышенную жесткость благодаря предварительной нагруз-

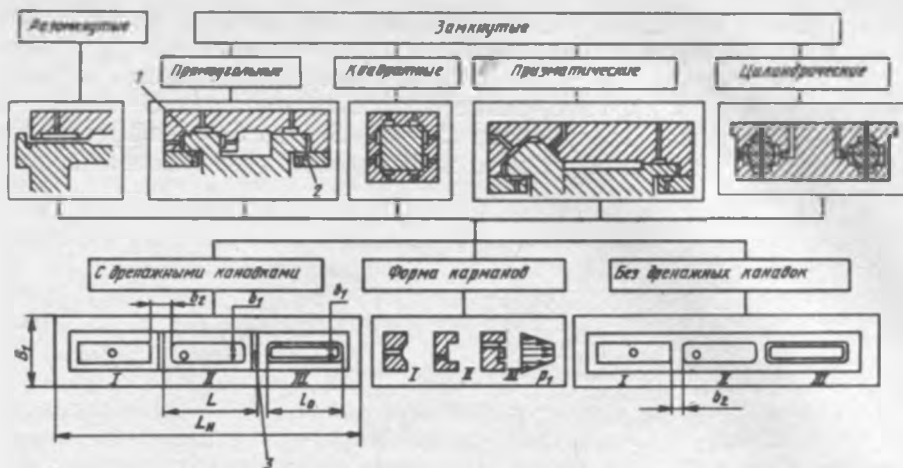


Рис. 4.35. Классификация гидростатических направляющих поступательного перемещения

ке, обеспечиваемой дополнительной 2 направляющей. Ее площадь, а следовательно, и несущая способность, часто меньше, чем площадь основной 1 направляющей.

Карманы I, II, III направляющих выполняют с дренажными канавками 3 и без них. Направляющие могут иметь форму квадрата или прямоугольника (для ползунов), призмы или цилиндра.

Эксплуатационные характеристики. Результаты расчетов эксплуатационных параметров соответствуют экспериментальным показателям с погрешностью не более 10—15%, поэтому больших запасов при расчете параметров не требуется. При расчете во многих случаях можно пользоваться следующими допущениями:

сопротивление истечению опор, поверхности которых не параллельны, определяют по средней толщине пленки в каждом кармане; наиболее важные эксплуатационные характеристики, такие как несущая способность, жесткость масляного слоя, следует анализировать, принимая во внимание упругие деформации и погрешности изготовления деталей опоры, вводя в расчет так называемый начальный зазор, который обуславливает такой же дополнительный расход масла через опору, как и реальная погрешность.

Схемы для расчета простейших опор приведены на рис. 4.36. При ламинарном режиме истечения анализ можно вести, основываясь на полной аналогии (схемы II) процесса истечения масла протеканию тока через резистор.

Аналогом электрического напряжения служит перепад давления $p_n - p_1$; аналогом тока — расход Q ; аналогом омического сопротивления — сопротивление щелей (дросселей) R_1, R_d , падение давления в которых вызвано трением слоев жидкости.

В рассмотренных схемах в качестве дросселей использованы капилляры с постоянным сопротивлением R_d . Сопротивления R_1 и R_1' карманов изменяются в зависимости от толщины пленки h_1 и h_1' в опорах.

Несущая способность и жесткость. При симметричной нагрузке несущая способность определяет нагрузку F (рис. 4.36, а), которую мо-

жет воспринять подшипник до соприкосновения его элементов. Отношение изменения нагрузки на подшипник к изменению толщины масляной пленки характеризует жесткость. Несущая способность зависит от давления p_1 в кармане, размера рабочей площади S опоры и коэффициента несущей поверхности $C_s = S_{эф}/S$ (где $S_{эф}$ — эффективная площадь опоры), характеризующего эффективность использования давления в карманах.

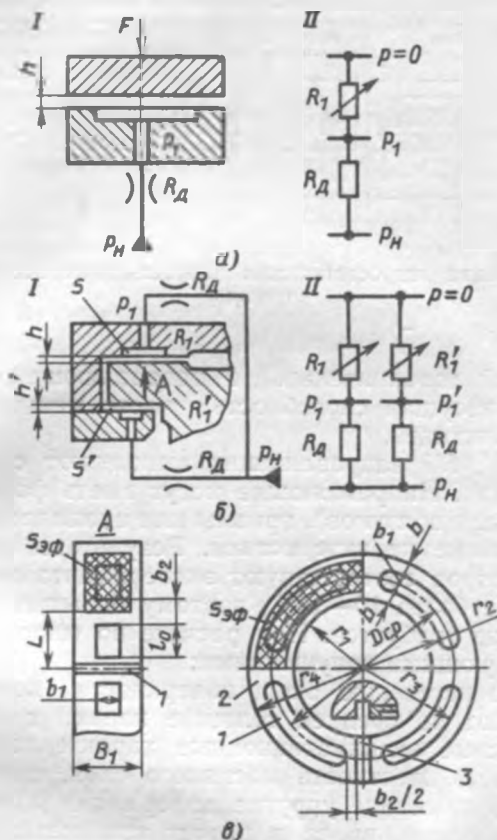


Рис. 4.36. Схемы для расчета гидростатических направляющих прямолинейного перемещения (а и б) и круговых (в)

С хорошим приближением, удовлетворяющим расчет большинства опор, можно считать, что давление масла действует не только на поверхность кармана, но и на половину площади перемычек, ограничивающих карман (см. рис. 4.36, в, заштриховано в клетку). При этом допущении расчет коэффициента C_s (или $S_{эф}$) существенно упрощается:

для круговых направляющих

$$S = \pi(r_4^2 - r_1^2)/i; \quad C_s = b_1/(b + b_1);$$

(4.2)

$$S_{эф} \approx \pi(r_4^2 - r_1^2)b_1/(b + b_1)i;$$

для направляющих прямолинейного перемещения

$$S_{\phi} \approx [0,5(L-l_0) + l_0][0,5(B_1-b_1) + b_1].$$

Несущая способность и жесткость, а также рабочие зазоры h и h' , устанавливаемые в опорах, определяются из:

1) уравнения равновесия сил, действующих на подвижный элемент: для разомкнутых направляющих $F = p_1 S_{\phi} i$, для замкнутых $F = p_1 S_{\phi} i - p_1' S_{\phi}' i'$, где F — равнодействующая внешних сил; p_1, p_1' — давления в карманах; i — число карманов;

2) уравнения неразрывности потока масла от регулирующего элемента (например, дросселя) до направляющих: для дроссельной системы (дроссель вязкого сопротивления) $(p_n - p_1)/R_d = p_1/R_1$; для системы насос — карман $Q = p_1/R_1$.

Выражая сопротивление направляющих через соответствующие параметры (h, η, B, L), где η — динамическая вязкость масла (Па·с), можно определить F в функции параметров направляющих. В большинстве случаев сопротивление истечению жидкости из опор можно определить из уравнения движения вязкой жидкости аналогично истечению жидкости из плоскопараллельной щели при ламинарном режиме:

для направляющих поступательного перемещения при наличии дренажных канавок 1 (рис. 4.36, в) между карманами сопротивление, Па·с/м³, каждого кармана

$$\frac{1}{R_1} = \frac{h^3}{6\eta} \left(\frac{L + l_0}{B_1 - b_1} + \frac{B_1 + b_1}{L - l_0} \right) = \frac{h^3}{k_0}; \quad (4.3)$$

для круговых направляющих с дренажными канавками 3

$$\frac{1}{R_1} \approx \frac{h^3}{6\eta} \left[\frac{\pi(r_4 + r_1) - b_1 i}{(r_4 - r_1) i} + \frac{2(r_1 - r_2)}{b_2} \right] = \frac{h^3}{k_0}, \quad (4.4)$$

где k_0 — коэффициент, зависящий от геометрии кармана и вязкости масла;

для опор без дренажных канавок сопротивления можно подсчитать, пренебрегая перетечками масла между карманами, по этим формулам, исключив в квадратных скобках правое слагаемое.

Сопротивление капиллярных дросселей

$$R_d = \frac{128}{\pi} \eta \frac{l_d}{d_d^4},$$

где l_d — длина дросселирующего канала; d_d — внутренний диаметр капилляра.

Если форма сечения капилляра отлична от окружности, то d_d находят, приравнявая фактическую площадь сечения капилляра к площади круга диаметром d_d .

Дроссельная система питания. Несущая способность, H , для разомкнутых направляющих

$$F = p_n S C_s \frac{k^3}{h^3 + k^2} i, \quad (4.5)$$

где $k = h \sqrt[3]{\frac{R_1}{R_d}} = \sqrt[3]{\frac{k_0}{R_d}}$ — жесткость, Н/мкм;

$$C = 3(1 - m) \frac{P}{h}, \quad (4.6)$$

здесь $m = p_1/p_n$ — коэффициент, характеризующий перепад давления на дросселе (дроссельное отношение).

Оптимальное значение коэффициента $m_{\text{опт}}=2/3$ соответствует максимально достижимому значению жесткости при минимальном p_n .

Несущая способность замкнутых направляющих (см. рис. 4.36, б)

$$F = p_n k_1^3 S_1 C_{s1} l_1 \left[\frac{1}{h_1^3 + k_1^3} - \frac{K_n}{(2h_a - h_1)^3 + k_1^3} \right],$$

где $K_n = \frac{(k')^3 S' C_{s1} l_1'}{k_1^3 S_1 C_{s1} l_1}$; k_1 и k_1' определяют так же, как и для разомкнутых направляющих; h_a — половина зазора в направляющих.

Параметры основной (C_s , S_1 и т. п.) и дополнительной (C_s' , S_1' и т. п.) направляющих определяют по одним и тем же формулам. Достигнутая несущая способность для направляющих поступательного перемещения примерно пропорциональна ширине B_1 направляющих в квадрате $F/L_n \approx 2500 B_1^2$, кН/м, где L_n — общая длина направляющей, м.

Жесткость масляного слоя

$$C = 3p_n k_1^3 S_1 C_{s1} l_1 \left\{ \frac{h_1^3}{(h_1^3 + k_1^3)^2} + \frac{(2h_a - h_1)^3 K_n}{[(2h_a - h_1)^3 + k_1^3]^2} \right\}. \quad (4.7)$$

Жесткость зависит от коэффициента площади $k_s = S_{\text{эф}}/S_1'$ и коэффициентов $m_1 = (p_n - p_1)/p_1 = R_n/R_1$; $m_2 = (p_n - p')/p' = R_n/R'$, где R и R' — сопротивления истечению из карманов основной и дополнительной направляющих соответственно.

Для обеспечения максимальной жесткости коэффициенты дроссельных отношений должны быть связаны зависимостью:

$$m_1 = (m_2 + 1)/k_s - 1.$$

Система питания насос—карман. Для разомкнутых направляющих несущая способность

$$F = SC_s Q k_0 l / h^3; \quad (4.8)$$

жесткость $C = 3F/h$.

Достигнутая несущая способность круговых опор, кН,

$$F \approx 60 D_{\text{пл}}^2 p_n,$$

где $D_{\text{пл}}$ — диаметр планшайбы, м.

Для замкнутых направляющих

$$F = \frac{S_1 C_{s1} Q_1 k_0 l_1}{h_1^3} - \frac{S' C_{s1}' Q' k_0' l_1'}{(2h_a - h_1)^3};$$

$$C = \frac{3C_1 C_{s1} Q_1 k_0 l_1}{h_1^4} + \frac{3S' C_{s1}' Q' k_0' l_1'}{(2h_a - h_1)^4}. \quad (4.9)$$

При одинаковых параметрах основной и дополнительной направляющих, равных параметрах разомкнутой опоры и отсутствии внешней нагрузки $h_1 = h_a$ и $C = 6F/h$. Таким образом, жесткость замкнутых опор в этом случае в 2 раза выше, чем жесткость разомкнутых. В замкнутых опорах она обеспечивается даже при отсутствии внешней нагрузки.

Жесткость опор с дроссельной системой питания приближается к жесткости опор с системой насос—карман только при $m = p_1/p_n \rightarrow 0$, т. е. при бесконечно большом давлении насоса. Сравнивая выражения (4.6) и (4.8) при средних нагрузках ($m = 0,5$), можно видеть, что система насос—карман обеспечивает вдвое большую жесткость, чем дроссельная система питания.

Несущая способность при перекосе опор. Направляющие обычно

нагружают опрокидывающим моментом, который изменяет положение подвижного узла и распределение нагрузки между отдельными карманами. Схема направляющих поступательного перемещения, воспринимающих моменты в поперечном и продольном направлениях M_n и M_{np} , показана на рис. 4.37, а. Салазки 1 передают нагрузку на основание 2 через пружины 3 (имитирующие реакцию карманов). Положение салазок зависит от вида нагрузки и жесткости пружин. При малом перекосе для симметричной замкнутой опоры такая схема полностью справедлива; при разомкнутых направляющих и больших перекосах для упрощения расчетов их жесткость в первом приближении можно принять постоянной. (Более точный расчет изложен в работе [2].) При произвольном нагружении расчет проводят в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XOZ и YOZ , при этом любой вид нагружения приводят к действию силы F , приложенной в геометрическом центре салазок, и двум моментам M_{np} и M_n , действующим в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XOZ и YOZ соответственно.

Например, при действии моментов M_{np} и M_n на направляющие с четырьмя карманами (на каждой направляющей)

$$M_{np} = 2 \left\{ 2C\alpha_{np} \left[\left(\frac{3}{2}L \right)^2 + \left(\frac{1}{2}L \right)^2 \right] \right\} = 10C\alpha_{np}L^2; \quad (4.10)$$

$$M_n = 4 \left(2C\alpha_n \frac{B^2}{4} \right) = 2C\alpha_n B^2, \quad (4.11)$$

где α_{np} и α_n — углы перекоса салазок в продольной и поперечной плоскостях соответственно, рад; C — жесткость масляного слоя каждого кармана при центральной нагрузке.

Анализ угловой жесткости направляющих позволил сделать следующие выводы.

1. При малом перекосе салазок система насос—карман обеспечивает в 3—4 раза большую угловую жесткость, чем дроссельная.

2. При числе карманов $4 \leq i \leq 10$ и их равномерном размещении по длине повышается угловая жесткость направляющих при перекосе в плоскости XOZ примерно пропорционально числу карманов.

3. Если невозможно разместить карманы по всей длине направляющей, необходимо предусмотреть карманы на ее краях.

Момент сопротивления перекосу круговых разомкнутых направляющих, Н·м, при числе карманов $i \geq 4$ может быть определен следующим образом (рис. 4, 37, б):

при системе питания насос — карман ($m \geq 0,5$)

$$M_{c.n} \approx (3.8 - m^4) (1 - m) C_s (r_4^3 - r_1^3) [1 + \sqrt{0.0055(i-4)}] p_i; \quad (4.12)$$

при дроссельной системе ($0.5 \leq R_n/R_i \leq 2$; $m \geq 0.2$)

$$M_{c.n} \approx (1 - m) \left(0.5 \sqrt[3]{\frac{R_n}{R_i}} + 0.25 \right) [1 + \sqrt{0.0055(i-4)}] \times \\ \times P_n C_s (r_4^3 - r_1^3), \quad (4.13)$$

где R_i — сопротивление истечению жидкости из кармана до перекоса; $m = h_{n \min}/h$ — относительный перекося; здесь $h_{n \min}$ и h — соответственно минимальная (в результате перекоса) и средняя (по центру) толщина масляной пленки; Q — расход жидкости через каждый карман.

Давление $p_i = k_0 Q / h^3 = \sum_i p_i / i$ и толщину h масляной пленки при

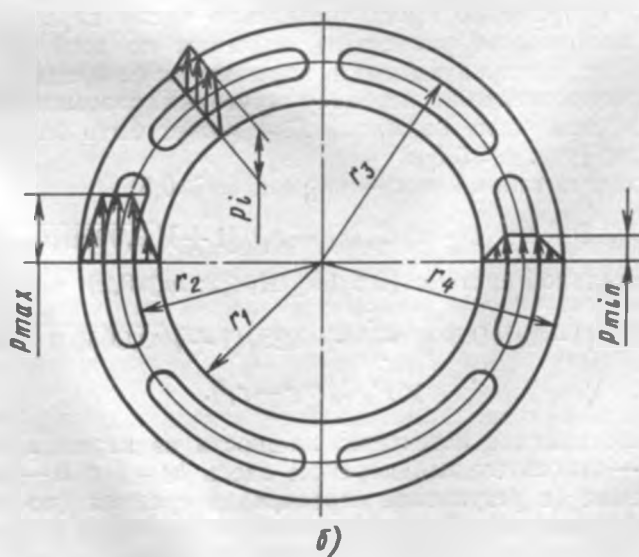
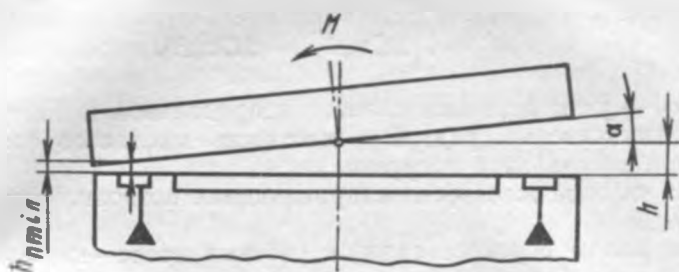
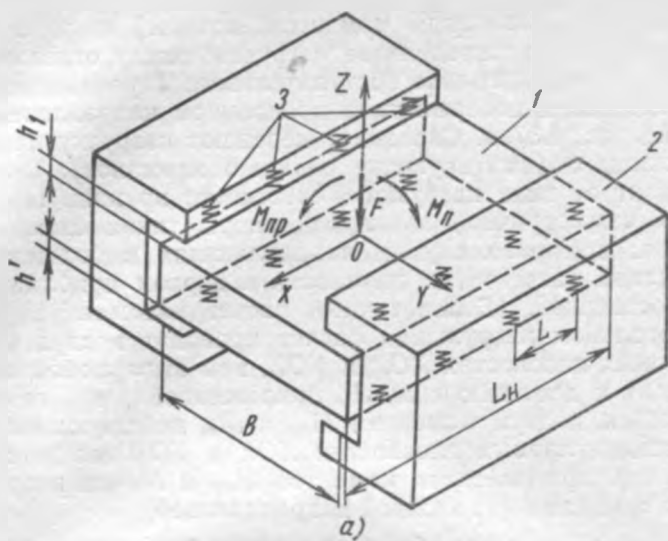


Рис. 4.37. Схемы гидростатических направляющих

использовании приведенных формул вычисляют по известным зависимостям для нагрузки, приведенной к центру планшайбы. При числе карманов более шести угловая жесткость изменяется мало. Угловая жесткость при системе питания насос — карман примерно в 2 раза выше, чем при дроссельной системе.

Расход масла. Затраты мощности. Температура. В общем виде расход масла в опорах, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q = p_i i / R_i, \quad (4.14)$$

где p_i — давление в кармане, Па; R_i — сопротивление истечению масла из каждого кармана, $\text{Па} \cdot \text{с} / \text{м}^3$.

Фактическую производительность насоса для дроссельной системы назначают на 20—30% больше расчетной. Сопротивление вычисляют по формулам (4.3) и (4.4).

Общие потери мощности в опорах $N_{\text{общ}} = N_Q + N_v$, где N_Q — потери мощности при проталкивании смазочного материала через зазор между смазываемыми поверхностями, $N_Q = p_n Q$; при p_n — в Па, Q — в $\text{м}^3/\text{с}$, N_Q — в Вт;

N_v — потери мощности при относительном перемещении смазываемых поверхностей; для направляющих прямолинейного перемещения $N_v = \eta S_v \frac{v^2}{h} = F_{\text{тр}} v$, здесь $F_{\text{тр}}$ — сила жидкостного трения, Н; S_v — площадь смазываемой поверхности, по которой происходит сдвиг слоев масла, м^2 , т. е. общая площадь опоры за вычетом площади карманов; v — скорость относительного перемещения смазываемых поверхностей, $\text{м}/\text{с}$.

Для каждой направляющей прямолинейного перемещения

$$S_v = B_i L - b_i l_i.$$

Потери мощности в круговых опорах

$$N_v = 2\pi^2 \eta n^2 (r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4) / h. \quad (4.15)$$

где n — частота вращения пяты (планшайбы), с^{-1} .

Функция суммарных потерь энергии имеет экспериментальный характер в зависимости от толщины масляной пленки h и вязкости. При постоянной нагрузке и скорости минимальные потери будут при $N_v = 3N_Q$.

Температура и зависящая от нее вязкость масла оказывают большое влияние на работу опор. Температура масла, поступающего в карман под давлением,

$$t_{\text{вх}} = t_0 + \frac{p_n / \eta - p_1}{\rho C_p},$$

где t_0 — температура масла в баке на входе в насос, °С; η — КПД насоса; ρ и C_p — соответственно плотность и теплоемкость смазочного материала.

Температура масла на выходе из подшипника

$$t_{\text{вых}} \approx t_{\text{вх}} + \frac{N_Q + N_v}{Q \rho C_p} (1 - k_t), \quad (4.16)$$

где Q — расход масла через опору, $\text{м}^3/\text{с}$; k_t — коэффициент теплоотвода элементов конструкции.

Температура масла в зазоре

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) / 2.$$

Допустимое значение избыточной температуры зависит от вызванной ею деформации узла. Например, в круговых направляющих она не должна превышать 10—12° С.

Динамические характеристики. При применении гидростатических опор повышается динамическая жесткость станков благодаря хорошему демпфированию. Наибольший эффект повышения вибростойкости получается в станках с прерывистым резанием, а также там, где вибрации сильно сказываются на качестве обработки (например, шлифовальные работы). Важно выделить и оснастить гидростатическими опорами узлы, которые имеют доминирующую форму колебаний (шпиндель, ползун), а также узлы, несущие инструмент и заготовку.

Сила демпфирования, H :

для каждого кармана одной направляющей (основной S или дополнительной S' , см. рис. 4.36, б)

$$F_0 = \frac{\eta L}{h^3} (B_1^3 - b_1^3) \frac{dh}{dt};$$

для круговых направляющих (см. рис. 4.36, в)

$$F_a = \frac{3}{2} \pi \eta \frac{dh}{dt} \frac{1}{h^3} \left[r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_4^2 - r_3^2 + r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln r_4 r_2 / (r_3 r_1)} \right],$$

где dh/dt — скорость сближения направляющих.

При сближении перекошенных направляющих демпфирование увеличивается примерно пропорционально перекосу. При угловом перемещении (повороте) направляющих сила демпфирования уменьшается более чем в 2 раза в прямолинейных направляющих и до 6 раз в круговых.

Конструктивные особенности. Для повышения надежности целесообразно применять материалы, хорошо зарекомендовавшие себя в опорах скольжения, т. е. сочетания твердого с мягким и твердого с твердым материалом (сталь — бронза, сталь (чугун) — пластмасса, закаленная сталь — закаленная сталь). Форма смазываемых поверхностей должна быть по возможности простой, что обеспечивает требуемую точность обработки. Базовые детали целесообразно выполнять симметричными, особенно при больших деформациях.

Большое влияние на работу гидростатических опор могут оказывать упругое и тепловое деформирование деталей. Например, наибольшую долю (80—90%) в общем деформировании узла, содержащего ползун, вносит его собственная податливость. Схема деформирования ползуна приведена на рис. 4.38, а. При большой нагрузке деформация ползуна на длине опоры может превышать зазор в ней, что приводит к кромочным контактам по обеим сторонам ползуна и к его защемлению.

Угол поворота при изгибе

$$\alpha = aAF / (3EI),$$

где J — момент инерции сечения ползуна.

Уменьшение толщины пленки в результате деформации ползуна

$$\Delta h_n = LaAF / (6EI).$$

Для замкнутых направляющих характерным является отжим планок (рис. 4.38, б) при подаче смазочного материала под давлением. При этом вместо плоского масляного слоя образуется масляный клин (показан штриховыми линиями), что приводит к уменьшению жесткости и нагрузочной способности направляющих. Условная схема взаимо-

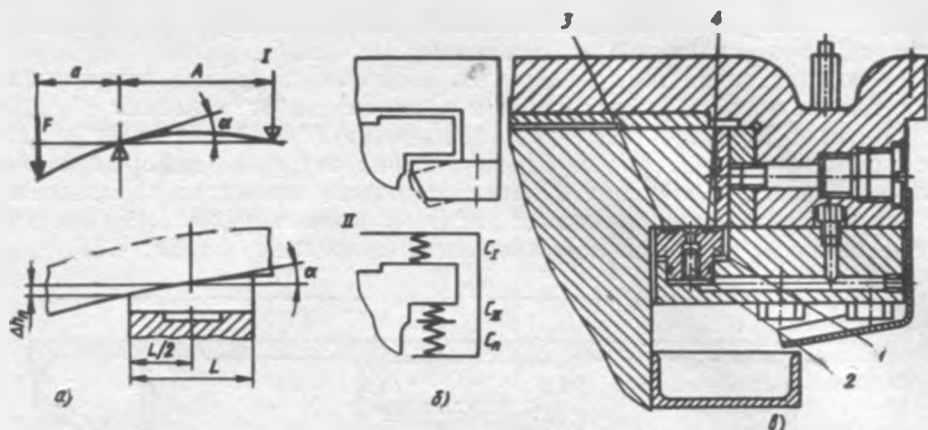


Рис. 4.38. Схемы гидростатических опор, в которых учитывается влияние упругих деформаций

действия планок и масляного слоя показана на схеме II. Пружина жесткостью C_{II} (жесткость масляного слоя дополнительной направляющей) присоединена параллельно пружине, имеющей жесткость C_I (жесткость основной направляющей). Одновременно пружина жесткостью C_{II} соединена последовательно с пружиной жесткостью C_{III} (жесткость планок). При последовательном соединении пружин их общая жесткость будет меньше жесткости менее жесткой пружины.

При применении плавающих опор (рис. 4.38, в) отрицательное влияние отжима планок уменьшается, а жесткость повышается на 30%. Это достигается благодаря тому, что положение равновесия опоры 1 обеспечивается при постоянном зазоре в направляющей вследствие определенного соотношения между площадями верхнего и нижнего торцов опоры 1 и сопротивлением дросселя 2. Для улучшения самоустановки в угловом положении на плавающей опоре целесообразно предусматривать глухие камеры 3 и 4.

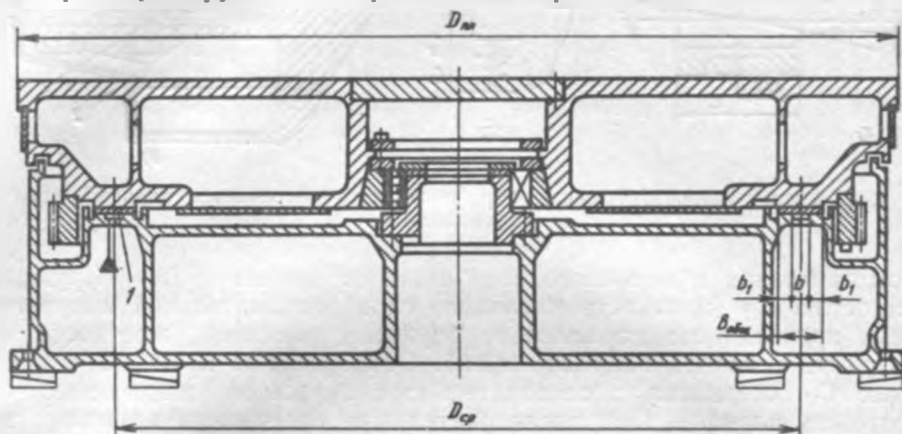
Круговые направляющие планшайб и столов. Технические параметры и работоспособность токарно-карусельных, карусельно-шлифовальных, зубообрабатывающих, расточных станков и др. в значительной степени определяют виды направляющих планшайб и столов. От конструкции стола зависят точность обработки, грузоподъемность, технологические возможности станков, силовые и другие наиболее важные показатели станков. По сравнению с гидродинамическими направляющими или направляющими скольжения в круговых гидростатических направляющих в 2—5 раз повышаются точность и грузоподъемность. Кроме того, по сравнению с гидродинамическими направляющими тепловыделения снижаются в 2—3 раза.

Типовая конструкция столов карусельных станков с планшайбой диаметром до 5000 мм показана на рис. 4.39, а. Гидростатические направляющие выполнены на одной достаточно узкой направляющей 1, имеющей 12—16 карманов. Особенностью конструкции является отсутствие упорного подшипника, поддерживающего центр планшайбы, что гарантирует статически определенное (на гидростатические опоры) распределение нагрузки даже при большом тепловом деформировании планшайбы.

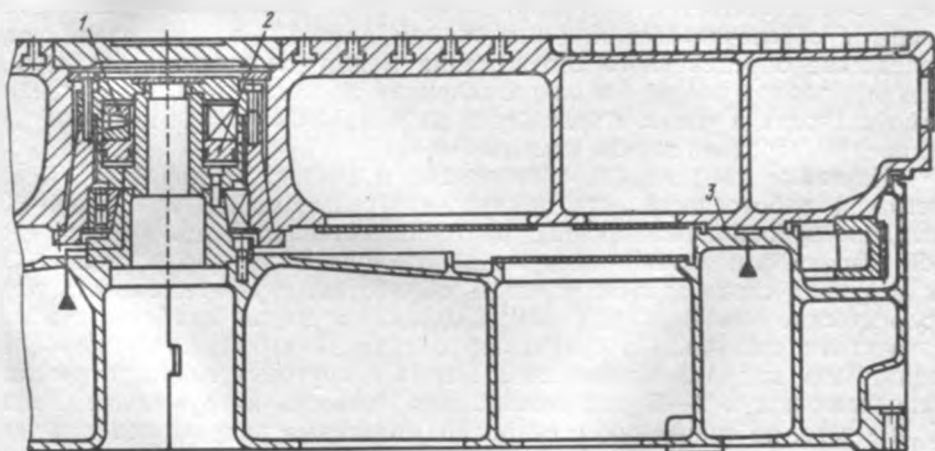
На рис. 4.39, б приведена конструкция стола с планшайбой диаметром от 6000 до 12 000 мм. Особенностью ее является установка в

центре стола упорного подшипника 1, который может воспринимать нагрузку, приложенную близко к центру планшайбы.

Упорный подшипник установлен подвижно в осевом направлении, и нагрузка на него регулируется в зависимости от давления в гидроцилиндре 2. Жесткая установка подшипника 1 не обеспечивает надежной работоспособности, так как при температурном деформировании планшайбы направляющие 3 перекашиваются относительно основания и вся нагрузка воспринимается упорным подшипником 1. Рекомендуемые размеры круговых направляющих приведены в табл. 4.14.



a)



б)

Рис. 4.39. Незамкнутые круговые опоры

Направляющие поступательного перемещения. Наиболее широко их применяют в столах (порталах) продольно обрабатывающих станков (почти 100% всех подобных станков) при перемещении стола до 20 м (фрезерные, строгальные, шлифовальные станки). Станки с небольшим опрокидывающим моментом относительно массы стола

4.14. Параметры круговых направляющих

Конструктивные размеры (см. рис. 4.39, а и 4.36, б)	Эксплуатационные параметры
$D_{\text{ср}}/D_{\text{пл}} = 0,6 \dots 0,75$ $B_{\text{обм}}/D_{\text{пл}} = 0,06 \dots 0,07^*$ $(0,04 \dots 0,05^{**})$ $b/b_1 = 0,25 \dots 1,5$ $b_2/b = 1,5 \dots 2$ $i \geq \frac{\pi D_{\text{ср}}}{800} \geq 6 (6 \dots 24)$	Давление в кармане $P_1 = 0,2 \dots 1,5$ МПа $h_{\text{min}} = 10 \dots 15^* \text{ мкм}$ $(30 \dots 40^{**}) \text{ мкм}$ $h_{\text{max}} = 120 \dots 150 \text{ мкм}$ При 50°C вязкость $\eta = 20 \dots 50^* \text{ мПа}\cdot\text{с}$ $(5 \dots 12^{**}) \text{ мПа}\cdot\text{с}$

* Значения при v до 3 м/с;

** Значения при v до 10 м/с.

(шлифовальные) имеют, как правило, разомкнутые опоры, которые значительно проще в изготовлении и эксплуатации. Но большинство станков оснащено замкнутыми направляющими повышенной жесткости (продольно-фрезерные, многооперационные), за исключением тяжелых станков.

По большинству эксплуатационных показателей гидростатические опоры превосходят ранее применяемые в этих станках гидродинамические направляющие: по точности и тепловыделениям — примерно в 2 раза, по грузоподъемности в 2—3 раза.

Не представляет особых затруднений использование гидростатических опор для перемещения деталей типа стоек, в которых сила тяжести перемещаемых узлов существенно больше силы резания.

Реже снабжают гидростатическими опорами вертикально расположенные направляющие стоек, поперечин ползунов и т. п., хотя положительные качества таких опор в этих узлах (имеющих, как правило, максимальную амплитуду колебаний) проявляются еще рельефнее вследствие повышенного демпфирования. Это объясняется конструктивными трудностями, связанными со сбором утечек и подводом масла. Кроме того, эти узлы нагружены большими опрокидывающими моментами, но жесткость корпусных деталей существенно ниже, чем у стоек и столов, поэтому режим гидростатического смазывания на всех нагрузках не всегда удастся обеспечить.

На рис. 4.40, а показана схема гидростатических направляющих салазок и ползуна токарно-карусельных станков. Применение гидростатических опор повышает в 2—3 раза статическую и динамическую жесткость и дает возможность работать с большим вылетом ползунов вертикальных суппортов. Для уменьшения влияния податливости планок 2 и их крепежных элементов на эксплуатационные характеристики опор предусмотрен уступ 1, воспринимающий значительную долю рабочей нагрузки. Ползун 8 уплотнен манжетами 7, выполненными по профилю ползуна и установленными с натягом 2—4 мм. Масло сливается с направляющих салазок в корыто 6. Рабочие зазоры на каждой направляющей устанавливают с помощью клиньев 3, 4, 5, 9, 10.

На рис. 4.40, б приведена конструкция стола шириной 1250 мм многооперационного станка. В качестве системы питания используют дроссельную систему с винтовыми дросселями 1. Смазочный материал собирается в установленные вокруг станины корыта и лотки 2. Привод

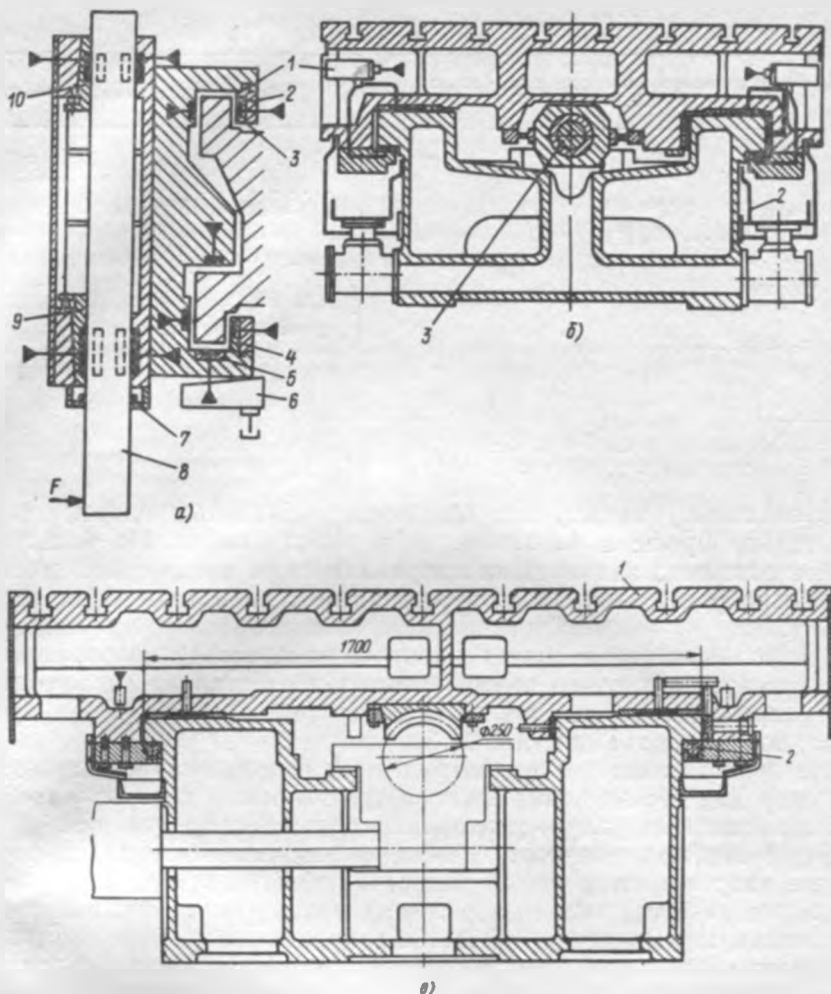


Рис. 4.40. Направляющие поступательного перемещения

стола осуществляется с помощью шариковой передачи 3 винт — гайка. Причем корпус гайки в вертикальной плоскости имеет большую податливость, чем в горизонтальной, что исключает влияние изменения зазора в направляющих на эксплуатационные характеристики передачи.

На рис. 4.40, в показан стол 1 продольно обрабатывающего станка с плавающими опорами 2.

Рекомендуемые параметры указанных направляющих приведены в табл. 4.15.

Пример расчета круговых направляющих токарно-карусельного станка (см. рис. 4.39).

Исходные данные: $D_{пл} = 4$ м, вес планшайбы $G_{пл} = 200$ кН, максимальный вес заготовки $G = 1000$ кН, максимальная частота вращения планшайбы $n_{max} = 60$ мин⁻¹, максимальный опрокидывающий момент $M = 126$ кН·м.

Порядок расчета.

1. Назначения конструктивных параметров (см. табл. 4.14). $D_{ср} = 0,6D_{пл} = 2,4$ м; $B_{общ} = 0,05D_{пл} = 0,2$ м; $b = 0,06$ м; $b_1 = 0,08$ м; $b_2 = 2b =$

4.15. Параметры направляющих поступательного перемещения

Тип кармана (см. рис. 4.35)	Конструктивные размеры, мм (см. рис. 4.36, в)		
	B_1	l_0	b_1
I	50 ... 70	200 ... 250	8 ... 10
I	80 ... 100	250 ... 300	8 ... 10
II	—	—	20 ... 40
III	110 ... 140	300 ... 500	50 ... 90
	150 ... 200	—	80 ... 120

Примечания: 1. Число карманов $i \geq 2$; расход через карман 0,05—0,4 л/мин. 2. Эксплуатационные параметры: давление в кармане $p_1 = 0,2 \dots 1,5$ МПа; $h_{\min} = 10 \dots 15$ мкм; $h_{\max} = 50 \dots 60$ мкм, вязкость при $t = 50^\circ \text{C}$ составляет 30 ... 50 МПа·с

$= 0,12$ м; $r_1 = 1,1$ м; $r_2 = 1,16$ м; $r_3 = 1,24$ м; $r_4 = 1,3$ м; $i \leq \pi D_{\text{ср}}/800 = 12$ (без дренажных канавок); $h_{\min} = 30$ мкм ($3 \cdot 10^{-6}$ м); $h_{\max} = 120$ мкм $= 120 \cdot 10^{-6}$ м; используем масло ИГП-8 ($\eta = 32 \cdot 10^{-3}$ Па·с при 20°C и $\eta = 17 \cdot 10^{-3}$ Па·с при 30°C), $C_p = 2050$ Дж/(кг·°C), $\rho = 880$ кг/м³. Принимаем начальный зазор $h_0 = 30$ мкм $= 30 \cdot 10^{-6}$ м [2], а рабочую температуру 30°C . Система питания: насос — карман.

2. Эффективная площадь кармана [см. формулу (4.2)]

$$S_{\text{эф}} = \frac{\pi (1,3^2 - 1,1^2) 0,08}{(0,08 + 0,06) 12} = 0,0718 \text{ м}^2;$$

площадь всех карманов $S_{\text{эф}} i = 0,0718 \cdot 12 = 0,862 \text{ м}^2$.

3. Рабочие давления

$$p_{\max} = (G + G_{\text{пл}}) / (S_{\text{эф}} i) = 1200 / 0,862 = 1,393 \text{ МПа};$$

$$p_{\min} = G_{\text{пл}} / (S_{\text{эф}} i) = 200 / 0,862 = 0,232 \text{ МПа}.$$

4. Предварительная расчетная толщина масляной пленки при центральной нагрузке:

$$h_{p_{\max}} = h_{\max} + h_0 = 120 + 30 = 150 \text{ мкм} = 150 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$h_{p_{\min}} = h_{\min} + h_0 = 40 + 30 = 70 \text{ мкм} = 70 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

5. Сопротивление истечению при выбранных значениях [см. формулу (4.4)]:

$$\text{при } h_{p_{\max}} = 150 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$R_{1\min} = \frac{6 \cdot 17 \cdot 10^{-3} (1,3 - 1,24) 12}{(150 \cdot 10^{-6})^3 [\pi (1,3 + 1,1) - 0,12 \cdot 12]} = 3,567 \cdot 10^9 \text{ Па·с/м}^3;$$

$$\text{при } h_{p_{\min}} = 70 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$R_{1\max} = 36,2 \cdot 10^9 \text{ Па·с/м}^3.$$

6. Требуемая производительность [см. (4.14)]

$$Q_1 = p_{\max} i / R_{1\max} = 1,393 \cdot 10^6 \cdot 12 / (36,2 \cdot 10^9) = 0,461 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \approx 28 \text{ л/мин};$$

$$Q_2 = p_{\min} i / R_{1\min} = 0,232 \cdot 10^6 \cdot 12 / (3,567 \cdot 10^9) = 0,78 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \approx 47 \text{ л/мин}.$$

Максимальный расход каждого насоса

$$Q_{\max} = Q_2 / i = 3,9 \text{ л/мин}.$$

Выбираем насос, имеющий по паспорту расход, близкий к $Q_{\max}$:

$$Q_{\Phi} = 5 \text{ л/мин} = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Все дальнейшие расчеты проводим исходя из фактического расхода Q_ϕ насоса.

7. Уточняем фактическое сопротивление истечению и всплытие планшайбы:

$$R_{\max \phi} = p_{\max} / Q_\phi = 1,393 \cdot 10^6 / (0,083 \cdot 10^{-3}) = 16,78 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м}^3.$$

По формуле (4.4) определяем $h_{p \min} = 89$ мкм и

$$h_{\min} = h_{p \min} - h_0 = 89 - 30 = 59 \text{ мкм} = 59 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Аналогично вычисляем $R_{\min \phi} = 2,79 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м}^3$;

$$h_{p \max} = 163 \text{ мкм и } h_{\max} = h_{p \max} - h_0 = 133 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

8. Определяем минимальную и максимальную жесткость масляного слоя:

$$C_{\min} = 3G_{\text{пл}} / h_{p \max} = 3 \cdot 20 / 133 = 4,51 \text{ кН} / \text{мкм};$$

$$C_{\max} = 3(G + G_{\text{пл}}) / h_{p \min} = 3 \cdot 1200 / 89 = 40,4 \text{ кН} / \text{мкм}.$$

9. Определяем относительный перекося $m = h_{p \min} / h_p$ планшайбы при заданном опрокидывающем моменте $M = 126 \text{ кН} \cdot \text{м}$. По формуле (4.12)

$$C_s = 0,08 / (0,08 + 0,06) = 0,57.$$

При $p_{\min} M = 126 000 \text{ Н} \cdot \text{м} = (3,8 - m^4)(1 - m)0,57(1,3^3 - 1,1^3[1 + \sqrt{0,0055(12 - 4)}]) \times \times 0,232 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м},$

откуда

$$m = 0,74; h_{p \min} = m h_{p \max} = 0,74 \cdot 163 = 121 \text{ мкм}; h_{\min} = h_{p \min} - h_0 = 91 \text{ мкм}.$$

$$\text{При } p_{\max} m = 0,94; h_{p \min} = m h_{p \min} = 0,94 \cdot 89 = 84 \text{ мкм}; h_{\min} = 54 \text{ мкм}.$$

Таким образом, на всем диапазоне нагрузок перекося планшайбы при заданном моменте допустим ($h_{\min} > 30$ мкм).

10. Потери мощности

$$N_{Q \max} = 12 p_{\max} Q = 12 \cdot 1,393 \cdot 10^6 \cdot 0,033 \cdot 10^{-3} = 1387 \text{ Вт};$$

$$N_{Q \min} = 12 p_{\min} Q \approx 230 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{смаз}} = \frac{2\pi^2 \cdot 17 \cdot 10^{-3} \cdot 1^3}{89 \cdot 10^{-6}} (1,3^4 - 1,24^4 + 1,16^4 - 1,1^4) = 3160 \text{ Вт} = 3,16 \text{ кВт}.$$

11. Расчет максимальной температуры.

При системе насос — карман $t_{\text{ж}} \approx t_0 = 30^\circ \text{С}$. Пренебрегая теплотой, отводимой базовыми деталями ($k_T = 0$), имеем [см. формулу (4.16)]

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{ж}} + \frac{1387 + 3160}{12 \cdot 0,083 \cdot 10^{-3} \cdot 880 \cdot 2050} = 30 + 2,6 = 32,6^\circ \text{С}.$$

Избыточная температура невелика.

4.6. Аэростатические направляющие

В аэростатических направляющих в качестве разделительной среды между поверхностями скольжения используют воздух, вследствие чего появляется много отличительных особенностей. Например, отпа-

дает необходимость в уплотнениях и магистралях сбора рабочего тела (воздуха); вследствие меньшей вязкости воздуха (более чем в 1000 раз меньше вязкости масла) сила трения ничтожно мала; в этих направляющих следует учитывать возможность появления вибраций (пневмомолоток) из-за сжимаемости воздуха; для повышения надежности требуется применение воздухоосушителей, водоотделителей и коррозионно-стойких материалов; из-за низкой вязкости воздуха невозможно создать высокие давления в опорах, поэтому несущая способность, как правило, существенно ниже, чем несущая способность гидростатических опор; независимость вязкости воздуха от температуры позволяет применять направляющие в широком температурном диапазоне.

Принцип действия аэростатических опор в целом аналогичен принципу действия гидростатических, однако здесь не применяют систему питания (ограничители расхода) типа насос — карман.

На рис. 4.41 показаны схемы аэростатических опор (рис. 4.41, а), распределение давления p_1 в щели (рис. 4.41, б) и зависимость изменения зазора h от нагрузки F (рис. 4.41, в).

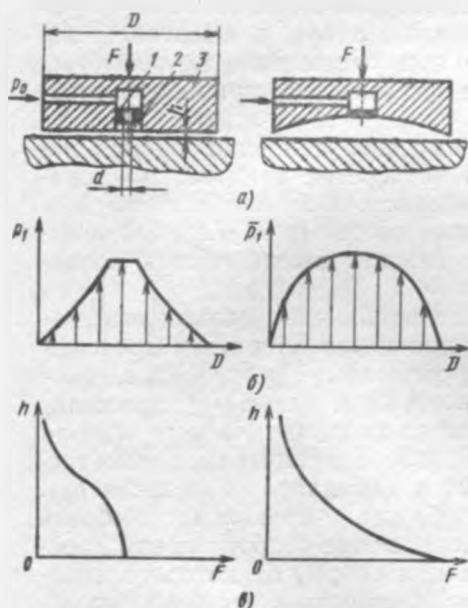


Рис. 4.41. Характеристики аэростатических опор с разной формой щели

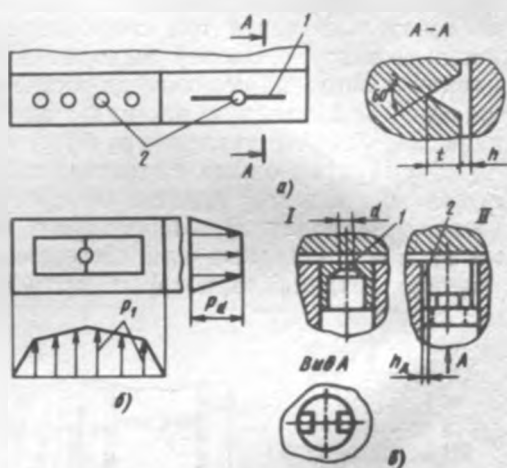


Рис. 4.42. Аэростатические направляющие:

а и б — карманы; в — дросселирующие устройства

Воздух под постоянным давлением p_0 подводится через дроссель 1 диаметром d в отверстие 2 подвижного элемента 3, откуда он через рабочий зазор h выходит наружу. Распределение давления в щели, а также несущая способность зависят от формы щели, которая, препятствуя движению воздуха, образует эффективную рабочую поверхность опоры. При плоской щели с постоянной h давление резко падает от места подвода воздуха к периферии. Эта тенденция ослабевает, если опорная поверхность имеет вогнутую форму, в результате чего несущая способность увеличивается.

Следует отметить, что требования увеличения несущей способно-

сти, жесткости и повышения устойчивости являются противоречивыми, поскольку повышение несущей способности достигается увеличением сжимаемого объема воздуха, находящегося в рабочем зазоре. Поэтому для направляющих в большинстве случаев используют плоский рабочий зазор.

В настоящее время применяют в основном две разновидности аэростатических опор: секционная с микроканавками 1 (рис. 4.42, а, сечение А—А); с точечными карманами 2, в каждый из которых воздух подводится через свой дроссель. При секционной системе поддува каждая секция имеет одно отверстие для подачи воздуха под давлением, через которое он попадает в микроканавку. Микроканавки служат для увеличения рабочей площади опор и образуют с неподвижной частью опоры капиллярные каналы.

С точки зрения повышения несущей способности опор сечения микроканавок нужно увеличивать, чтобы падение давления в них было минимальным. Однако при этом увеличивается объем сжимаемого воздуха, что приводит к неустойчивости. Сечение микроканавки (глубина t) должно быть таким, чтобы объем воздуха в ней был в 4—5 раз меньше, чем объем, образованный площадью опоры и высотой щели. Устойчивость опоры повышается также при уменьшении зазора (увеличении веса, уменьшении подводимого давления) и при использовании дискретного источника поддува.

Таким образом, воздух из области высокого давления, пройдя последовательно через три сопротивления (отверстие поддува, микроканавки и зазор в опоре) выходит в атмосферу. При большой ширине направляющих применяют двухканавочные опоры (рис. 4.42, б), повышающие эффективную площадь; здесь в каждом сечении опоры возникает свое рабочее давление p_1 и p_a .

Эксплуатационные характеристики направляющих (жесткость, несущая способность) зависят от конструкции и характеристик дросселя (отверстия поддува). Используют диафрагменные (рис. 4.42, в, схема I) и капиллярные или шелевые (рис. 4.42, в, схема II) дроссели, падение давления в которых происходит из-за динамического напора

в сопле 1 диаметром d или трения в капилляре 2 (в щели h_d).

Важно правильно выбрать соотношение сопротивлений дросселя и опоры, от которого зависят жесткость и несущая способность. Оптимальным является отношение $p_a : p_0 \approx 2 : 3$, где p_a — давление на входе в микроканавку.

Расчет направляющих. Расчетные схемы одноканавочной и двухканавочной опор показаны на рис. 4.43. Воздух подается к опоре под давлением p_0 , пройдя через отверстие 1 поддува (дроссель) диаметром d , он поступает в микроканавку под давлением p_a и, двигаясь вдоль нее, через зазор высотой h выходит в атмосферу. Так как при малой высо-

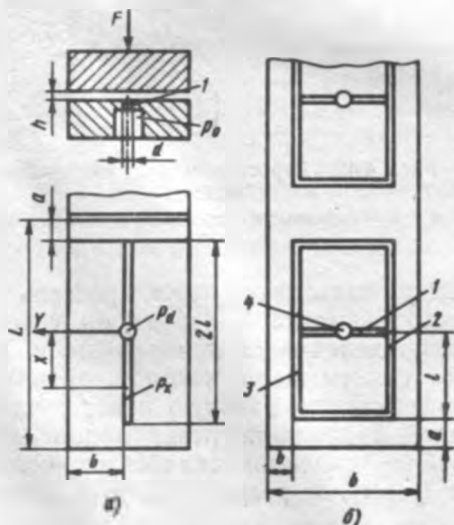


Рис. 4.43. Расчетные схемы одноканавочной (а) и двухканавочной (б) опор

те h зазора расход воздуха невелик, то поток вдоль капилляра можно считать ламинарным.

Допуская, что градиент давления $\partial p/\partial x$ вдоль микроканавки (ось X) существенно меньше, чем $\partial p/\partial y$ в щели (ось Y), можно считать, что поток плоский и направлен перпендикулярно к микроканавке. При этом закон распределения давления по длине микроканавки имеет вид [9, 10]

$$\bar{p} = (\bar{p}_d^2 - 1) \frac{\operatorname{ch}(1-x)m}{\operatorname{ch} m} + 1, \quad (4.17)$$

где $\bar{p} = p_x/p_a$ и $\bar{p}_d = p_{x=0}/p_a$ — относительные давления соответственно в микроканавке и за дросселем; p_x и p_a — давление в микроканавке опоры и атмосферное давление соответственно; $m = \sqrt{KH^3}$; здесь

$$K = 17,3 \rho h_0^3 / (b t^4) — \quad (4.18)$$

характеристика плоской опоры; для исключения неустойчивости $0,3 < K < 2$; $H = h/h_0$ — относительный зазор (h_0 — расчетный зазор; h — текущий зазор).

Результаты расчета $\bar{p}$ при $H=1$ приведены на рис. 4.44, а, где $\bar{x} = x/l$ — относительная координата. С уменьшением K давление в микроканавке повышается.

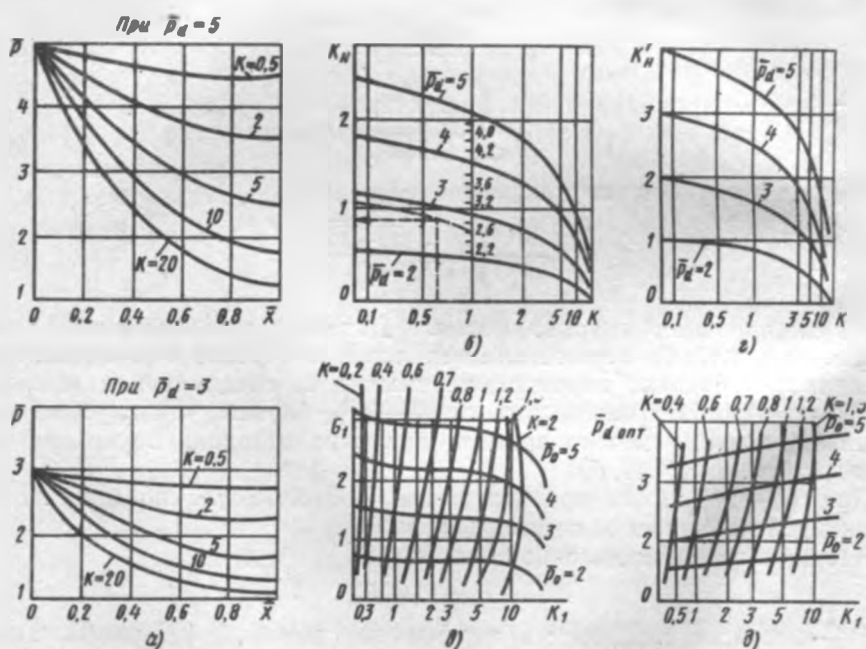


Рис. 4.44. Характеристики аэроэстатической опоры

Для определения давления $\bar{p}_d$ используют уравнение баланса расхода воздуха через дроссель и зазор в направляющих:

$$K_1 (\bar{p}_0 - \bar{p}_d) = m^2 \operatorname{th}^2 m \left(\frac{\bar{p}_d^2 - 1}{\bar{p}_d} \right)^2,$$

где $K_1 = \left(\frac{102 \alpha d^3 l \eta}{t^4} \right)^2 \frac{g}{\gamma_a p_a}$ — характеристика опоры; η — динамическая

вязкость газа; γ_0 — удельный вес воздуха при давлении p ; $\alpha=0,75$ коэффициент истечения газа; g — ускорение свободного падения.

Закон распределения давления по ширине направляющих (вдоль оси Y) имеет вид

$$\bar{p}_y^2 = (\bar{p}_d^2 - 1) (1 - 2y/b) \frac{\operatorname{ch}(1-x)m}{\operatorname{ch} m} + 1. \quad (4.19)$$

Несущую способность одноканавочной опоры определяют с учетом выражений (4.17) и (4.19)

$$F_1 = 4p_a b l K_n,$$

где K_n — несущая способность единицы площади опоры.

Значения K_n для различных K и $\bar{p}_d$ приведены на рис. 4.44, б. Для обеспечения максимально возможной жесткости нужно оптимизировать параметр K_1 (выбрать диаметр d) при заданных значениях давления поддува $\bar{p}_0$ и характеристики опоры K .

На рис. 4.44, в приведена зависимость жесткости G_1 , характеризующей отношение K_n к зазору в направляющих от параметров K , K_1 и давления $\bar{p}_0$. Задаваясь значениями $\bar{p}_0$ и K , по графику найдем оптимальное (по жесткости) значение K_1 . Зависимость оптимального давления $\bar{p}_{d\text{опт}}$ для выбранных параметров K , K_1 и входного давления $\bar{p}_0$ показана на рис. 4.44, д.

Жесткость одноканавочной опоры

$$C = \frac{4p_a b l}{h_0} G_1. \quad (4.20)$$

Глубина микроканавки (см. рис. 4.42, а)

$$t \leq \sqrt{0,7 b h_0}. \quad (4.21)$$

Расход воздуха через дроссель

$$g_d = \alpha \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g \frac{\bar{p}_0 - \bar{p}_d}{\gamma_0} p_a}. \quad (4.22)$$

Двухканавочная направляющая. Питание двухканавочной опоры (см. рис. 4.43, б) осуществляется через отверстие 4 поддува, расположенное в середине короткой перемычки 1, соединяющей микроканавки 2 и 3. Глубина перемычки на 30—40% больше, чем глубина микроканавок, поэтому можно принять давление p_d вдоль перемычки постоянным (см. рис. 4.42, б).

При $(B-2b):l$, не превышающем 1:3 давление по ширине направляющей практически не изменяется.

Несущая способность одной опоры

$$F_2 = F_1 + F_n,$$

где F_1 — несущая способность перемычек (шириной b), рассчитанная аналогично одноканавочной опоре при приведенной глубине микроканавки $t_{\text{пр}}=1,19t$ (так как истечение воздуха осуществляется только наружу в отличие от одноканавочной опоры); F_n — несущая способность поверхности, ограниченной микроканавками

$$t \leq 0,55 \sqrt{(b+0,5(B-2b))h_0};$$

$$F_n = 2(B-2b)l p_a K_n',$$

где K_n' — несущая способность двухканавочной опоры, B — полная ширина направляющей.

Кривые изменения коэффициента K_n' в зависимости от K и $\bar{p}_d$ приведены на рис. 4.44, з.

Несущая способность

$$F_2 = 4lp_a[bKn + 0,5(B-2b)]K_n'.$$

Приближенный расчет можно проверить по следующим формулам:

$$F_2 = 4lp_aK_n(B-b);$$

$$C_2 = \frac{4lp_aG_1}{h_0}(B-b).$$

Пример расчета одноканавочной опоры.

Исходные данные: $L=0,240$ м; $l=0,1$ м; $b=0,02$ м; $h_0=10 \cdot 10^{-6}$ м; $p_0=0,4$ МПа ($4 \cdot 10^5$ Н/м²); $p_a=0,1$ МПа (10^5 Н/м²); $\gamma_0=4 \cdot 13$ Н/м³; $g=9,8$ м/с²; $\eta=1,8 \cdot 10^{-5}$ Н·с/м²; $\alpha=0,75$.

1. По формуле (4.21) определяем глубину микроканавки

$$t < \sqrt{0,7 \cdot 0,02 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,37 \text{ мм},$$

примем $t=0,35$ мм $= 3,5 \cdot 10^{-4}$ м.

2. По формуле (4.18) находим характеристику опоры

$$K = 17,3 \frac{0,1^2 (1 \cdot 10^{-5})^2}{0,02 (3,5 \cdot 10^{-4})^4} = 0,58.$$

3. По графикам, приведенным на рис. 4.44, в, находим для $K=0,58$ и $p_0=4$ значения $K_1=1,1$ и $G_1=2,2$.

4. По формуле (4.20) вычисляем жесткость опоры

$$C = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 0,02 \cdot 0,1}{1 \cdot 10^{-6}} \cdot 2,2 = 17,6 \cdot 10^7 \text{ Н/м} = 176 \text{ Н/мм}.$$

5. По графику, приведенному на рис. 4.44, д, при $K_1=1,1$ и $\bar{p}_0=4$ определяем $\bar{p}_{d \text{ опт}}=2,7$.

6. Несущую способность определяем с учетом графика на рис. 4.44, б при $K=0,58$, $\bar{p}_{d \text{ опт}}=2,7$ и $K_n=0,9$:

$$F_1 = 4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 0,02 \cdot 0,1 \cdot 0,9 = 720 \text{ Н}.$$

7. Из формулы, по которой определяют характеристику K_1 , определяем диаметр отверстия дросселя

$$d^2 = \sqrt{\frac{1,1 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 13}{9,8} \cdot \frac{(0,35 \cdot 10^{-3})^4}{(102 \cdot 0,75 \cdot 0,1 \cdot 1,8 \cdot 10^{-5})}} = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Следовательно, $d \approx 0,276$ мм.

8. Расход воздуха [см. формулу (4.22)]

$$g_d = 0,75 \frac{\pi (0,276 \cdot 10^{-3})^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,8 \frac{4-2,7}{4 \cdot 13} 1 \cdot 10^5} \approx 9,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

9. Проверка на устойчивость. Объем воздуха в микроканавке $Q_k = 7,1 \cdot 10^{-9}$ м³ существенно меньше объема воздуха $96 \cdot 10^{-9}$ м³ в зазоре (допускается пятикратная разница).

Область применения и конструктивные возможности. В промышленности аэростатические направляющие применяют достаточно редко. Область их использования ограничена метрологическими машинами и приборами, узлами металлорежущих станков, которые во время перемещения не нагружаются силой резания (направляющие задних бабок токарных станков, поворотные столы расточных станков и т. п.). Та-

кие опоры незаменимы в сверхточных станках (алмазно-фрезерных и им подобных), поскольку позволяют повысить точность благодаря большому редуцирующему эффекту (позволяющему уменьшить влияние погрешностей изготовления деталей опоры на траекторию перемещения в 10—20 раз), а также стабильному тепловому режиму.

На рис. 4.45 показан фрагмент транспортной системы ГПС «Призма 2» (фирма FRITZ НЕСКЕРТ, Германия) для перемещения спутника 3 с заготовками 2, массой до 1600 кг. Спутники установлены на аэростатических направляющих 1, воздух в которые подается через сопла, находящиеся в данный момент под спутниками (сопла подключаются в работу самим перемещающимся спутником). Спутники перемещаются от линейных электродвигателей 5, взаимодействующих с якорем 4 спутника.

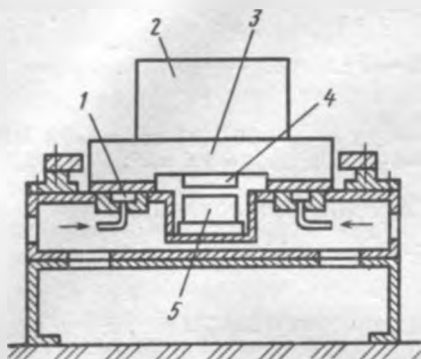


Рис. 4.45. Фрагмент транспортной системы ГПС с аэростатическими направляющими

Примером использования аэростатических круговых направляющих поступательных перемещений являются горизонтально-расточные станки фирмы Wotan (Германия) с диаметром шпинделя до 160 мм и размерами стола от 1000×1250 до 4000×4500 мм.

На рис. 4.46 показаны аэростатические направляющие 2 (с микроканавками) шпиндельной бабки 1, отличительная особенность которых заключается в том, что для повышения жесткости предусмотрена предварительная механическая нагрузка с помощью подпружиненных ро-

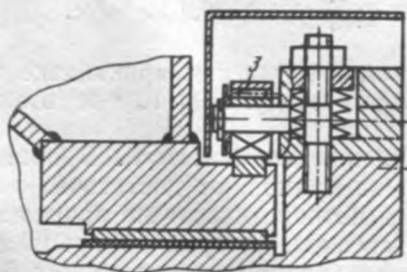
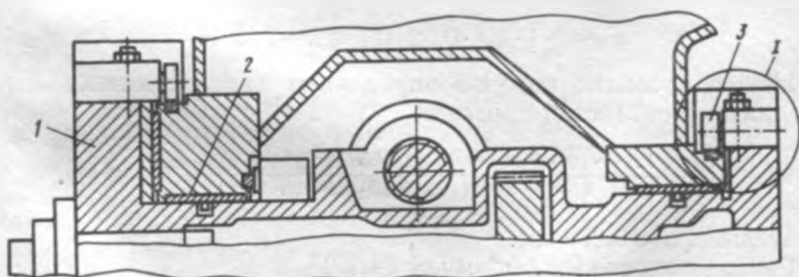


Рис. 4.46. Аэростатические направляющие поступательного движения

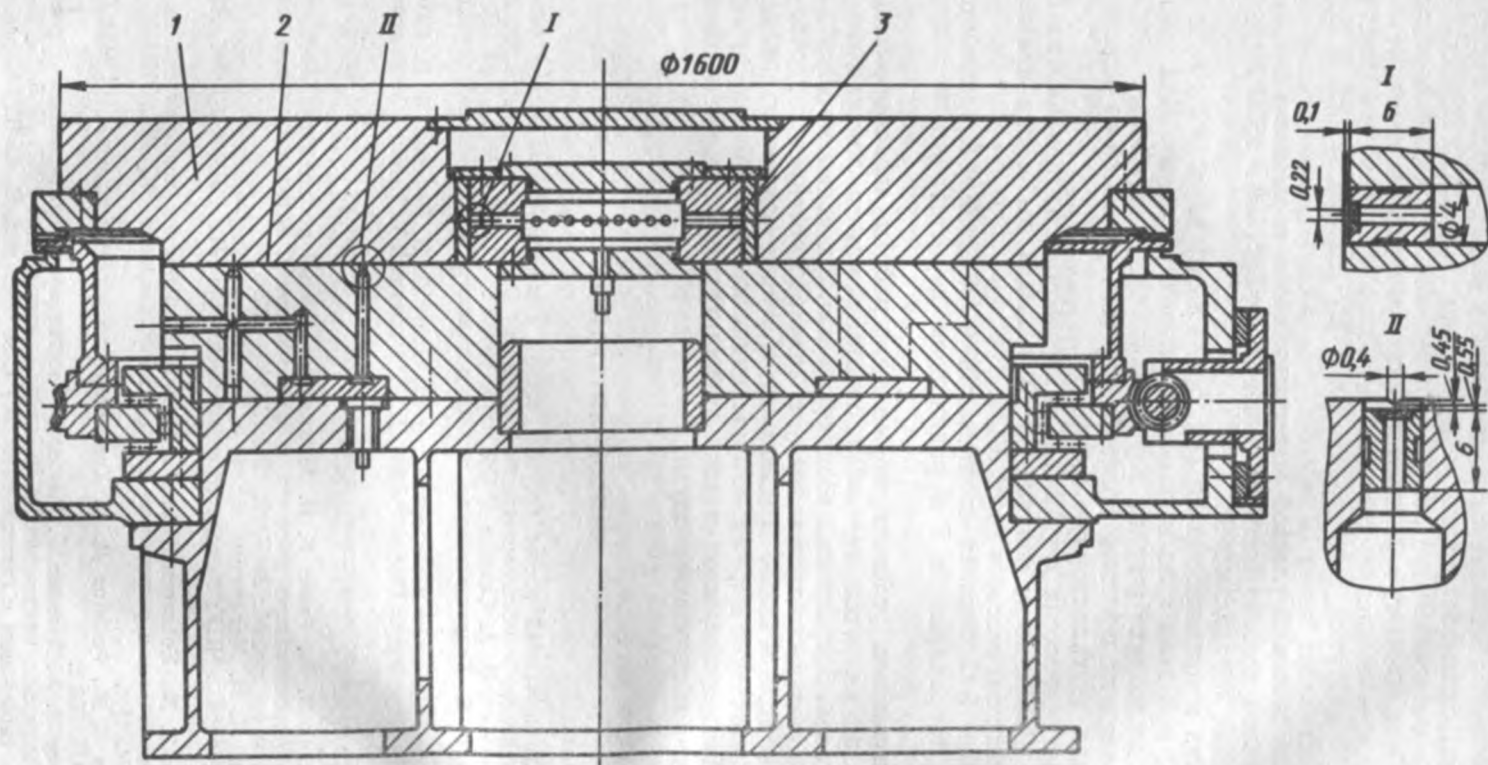


Рис. 4.47. Круговые аэроstaticкие направляющие

ликов 3. Большое влияние на динамические характеристики таких направляющих оказывает соотношение жесткости C_1 слоя воздуха и жесткости C_2 поджимных устройств. Оптимальные условия достигаются при $C_2 \gg C_1$ и $\delta > A$, где δ — деформация упругого элемента от силы поджима; A — изменение толщины масляной пленки при изменении статической нагрузки на направляющие [9]. Высота зазора в направляющих составляет около 10 мкм.

Для обеспечения угловой жесткости число карманов i на каждой направляющей должно быть не менее 2; $i = L_n / (300 \dots 500)$, где L_n — полная длина направляющей.

Ширина направляющих $2b$ (см. рис. 4.43, а) должна быть не меньше 40 мм; при этом используют одноканавочную схему. Для уменьшения расхода воздуха ширина перемычки между карманами $a \geq 15$ мм. В направляющих шириной более 50 мм (см. рис. 4.43, б) используют, как правило, двухканавочную схему.

Диаметр дросселя $d = 0,2 \dots 1$ мм, зазор в направляющих 0,01—0,025 мм. Давление p_0 воздуха $p_0 = (0,4 \dots 0,5)$ МПа, при применении автономных компрессоров $p_0 = 1$ МПа.

На рис. 4.47 показан стол станка. Планшайбы 1 вращаются на круговых направляющих 2 и радиальном аэростатическом подшипнике 3.

Обязательным условием нормальной работы аэростатических направляющих является надежная очистка сжатого воздуха от пыли, воды и масла. Загрязнение воздуха приводит к сильному засариванию дросселей; содержащаяся в воздухе вода способствует коррозии деталей. Пыль, вода и масло создают на рабочих поверхностях пленку, которая препятствует нормальному течению воздуха. Обычно предусматривают предварительную и тонкую фильтрацию воздуха и специальные станции подготовки воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированный расчет несущих систем станков: Автоматизация расчетов и проектирования металлорежущих станков / В. В. Каминская, Э. Ф. Кушнир, В. А. Ривкин, В. А. Сазонов // Сб. науч. трудов. М.: ЭНИМС, 1988. С. 82—93.
2. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках. М.: Машиностроение, 1989. 176 с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. В. Каминская, А. С. Липидус и др.; Под общ. ред. Д. Н. Решетова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1972. 663 с.
4. Жедь В. П. Аэростатические направляющие: Руковод. техн. материалы. М.: ЭНИМС, 1977. 87 с.
5. Каминская В. В., Равве И. И. Автоматизированный расчет направляющих скольжения: Автоматизация расчетов и проектирования металлорежущих станков // Сб. научн. трудов. М.: ЭНИМС, 1988. С. 115—120.
6. Кордыш Л. М. Механизмы подачи с передачами винт — гайка для металлорежущих станков с ЧПУ: Методические рекомендации. М.: НИИМАШ МСНП. 1984. 87 с.
7. Левина З. М., Котляренко Л. Б., Боим А. Г. Расчет и конструирование направляющих качения с роликными опорами: Рекомендации МСНП, ЭНИМС, ОНТИ. М., 1974. 47 с.
8. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 263 с.
9. Макаров В. А., Верцих В. Методы расчета и пути улучшения характеристик аэростатических направляющих // Станки и инструмент. 1987. № 5. С. 15—17.
10. Опоры скольжения с газовой смазкой / Под общ. ред. С. А. Шейнберга. М.: Машиностроение, 1969. 336 с.
11. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

12. Проников А. С. Программный метод испытания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1985. 288 с.
13. Проектирование гидростатических подшипников / Под ред. Г. Риппела. М.: Машиностроение, 1987. С. 136.
14. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука. 1981. 110 с.
15. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов / А. А. Гусев, Е. Р. Ковальчук, И. М. Колесов и др. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.
16. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алипина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. 400 с.
17. Weck M. Werkzeugmaschinen. B. 2, VDI VERLAG. Düsseldorf, 1985. 350 с.

Глава 5

ЭЛЕКТРОПРИВОД СТАНКОВ

5.1. Классификация электроприводов

Электропривод состоит из электродвигателя, силового преобразователя, механической системы и системы управления, которые образуют электромеханическую систему привода. Электродвигатель преобразует электрическую энергию в механическую. Силовой преобразователь представляет собой источник питания электродвигателя с регулируемым выходом. Механическая система обеспечивает передачу механической энергии от электродвигателя к исполнительному органу станка. Система управления предназначена для формирования управляющего воздействия на силовой преобразователь и состоит из систем обратной связи, преобразующих информацию с элементов привода, и регуляторов, на входах которых эта информация сопоставляется с заданными значениями.

Все элементы привода взаимосвязаны. Внутренние обратные связи соединяют электродвигатель с силовым преобразователем и механические передачи с электродвигателем. Внешние обратные связи объединяют эти элементы между собой. В этой связи электромеханическую систему привода следует рассматривать только целиком, не расчленяя на части.

В станкостроении в большинстве случаев применяют автоматизированный электропривод, т. е. электропривод с автоматическим регулированием параметров. Виды автоматизированных электроприводов указаны в табл. 5.1.

По виду силового преобразователя электроприводы подразделяются на тиристорный и транзисторный. В автоматизированном электроприводе постоянного тока применяют силовые преобразователи двух типов: управляемые тиристорные выпрямители и импульсные преобразователи, которые выполнены на основе тиристорных или транзисторных ключей. Однако сложность управления тиристорами при питании от постоянного напряжения приводит к тому, что импульсные преобразователи выполняют на основе транзисторных ключей. В этой связи в станкостроении под тиристорным силовым преобразователем подразумевают выпрямители, а под транзисторным — импульсный преобразователь.

Выбирая тип привода по виду управления, необходимо иметь в

5.1. Виды автоматизированных электроприводов

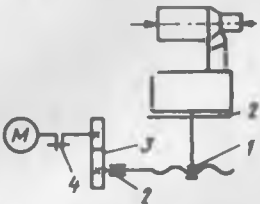
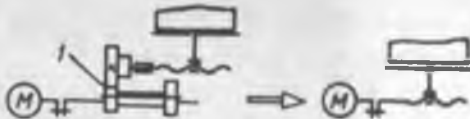
Классификационный признак	Привод
Назначение	Главного движения Подачи Вспомогательных перемещений
Род тока, питающего электродвигатель	Постоянного тока Переменного тока
Вид силового преобразователя	Тиристорный Транзисторный
Тип электродвигателя	С двигателем постоянного тока Асинхронный Синхронный
Вид управления	Нерегулируемый Регулируемый Следящий Адаптивный
Характер взаимодействия электродвигателя с механической системой	Групповой Индивидуальный Взаимосвязанный

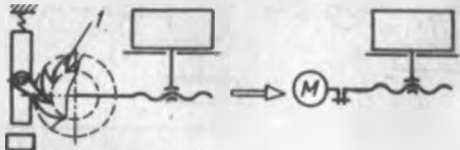
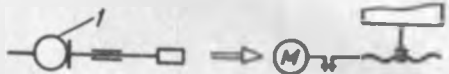
виду следующие соображения. Нерегулируемый электропривод обеспечивает перемещение исполнительных органов станка с постоянной скоростью, или ее изменение обеспечивается механическим способом. Регулируемый электропривод позволяет электрическим способом регулировать скорость в широком диапазоне, независимо от изменения нагрузки. Следящий электропривод обеспечивает перемещение исполнительного органа по определенной программе. (Этот термин не совсем точен, так как закон изменения управляющего воздействия в этом случае заранее известен. Поэтому более правильно было бы говорить о программно-управляемом приводе.) Перемещение исполнительного органа станка в некоторые фиксированные точки обеспечивает следящий привод, работающий в режиме позиционирования. Закон изменения скорости между этими точками выбирают исходя из требований производительности и точности позиционирования, и на форму обрабатываемой детали он влияния не оказывает. Адаптивный электропривод автоматически изменяет структуру и(или) параметры системы управления.

Групповой электропривод имеет один электродвигатель, который посредством механических передач обеспечивает движение всех исполнительных органов станка. Индивидуальный электропривод обеспечивает перемещение одного исполнительного органа станка. Взаимосвязанный электропривод имеет два или несколько взаимосвязанных электродвигателей, при работе которых поддерживаются заданные соотношения их скоростей и нагрузок и положения исполнительных органов станка.

Современный автоматизированный электропривод часто выполняют в виде комплекта электрооборудования (комплектный электропривод). В него входят силовой преобразователь, система управления с обрат-

5.2. Функции, выполняемые электроприводом за счет совершенствования конструкции станка

Механическая система	Совершенствование механической системы	Влияние на привод	Дополнительные функции, выполняемые электроприводом	Вид привода
	Уменьшение трения в механической системе 1—2 Увеличение жесткости механической системы 3—4	Увеличивается жесткость механической системы Повышается кинематическая точность механической системы Уменьшается неравномерность движения Увеличивается колебательность механической системы	Демпфирование колебаний	Регулируемый, следящий
	Устранение коробок передач, вариаторов / Сокращение механических передач /	Упрощается конструкция механической системы Увеличивается жесткость механической системы Повышается кинематическая точность механической системы Уменьшается степень сглаживания возмущений Увеличивается неравномерность движения	Регулирование скорости Демпфирование колебаний	Широкодиапазонный, регулируемый
	Размыкание кинематических цепей /	Упрощается конструкция механической системы	Обеспечение взаимосвязанных перемещений	Следящий, взаимосвязанный

Механическая система	Совершенствование механической системы	Влияние на привод	Дополнительные функции, выполняемые электроприводом	Вид привода
	Устранение механизмов реверса /	Упрощается конструкция механической системы	Реверс	Реверсивный, регулируемый или следящий
	Устранение фиксаторов, храповиков / и т. п.	Упрощается конструкция механической системы	Точное позиционирование	Следящий позиционный
	Устранение кулачковых механизмов / (при цикловом движении)	Упрощается конструкция механической системы	Программное изменение скорости движения	Следящий

ной связью по скорости (для регулируемого электропривода) и положению (для следящего электропривода), электродвигатель (часто с датчиком скорости или положения, встроенным в двигатель). В комплект поставки иногда входят и элементы механической системы, а также элементы, обеспечивающие интеграцию систем управления электроприводом с системой управления технологическим процессом.

При конструировании станков выбор электропривода имеет очень большое значение. Электропривод в значительной степени определяет область возможных изменений параметров станка, влияет на его точность и производительность. Функции, передаваемые электроприводу (регулирование скорости, реверс, точное позиционирование и др.), оказывают существенное влияние на конструкцию станка.

В табл. 5.2 указаны дополнительные функции, передаваемые электроприводу за счет совершенствования конструкции станочных узлов, входящих в механическую систему привода, и тип привода, реализующий эти дополнительные функции.

К важнейшим характеристикам электропривода, которые необходимо обеспечить конструктору станков, относятся мощность, определяемая мощностью выбранного электродвигателя, а также диапазон регулирования, добротность, полоса пропускания, показатель колебательности, резонансная частота, перерегулирование, время переходного процесса. Последние определяются по временным и частотным характеристикам электропривода и определяют статические и динамические свойства электромеханической системы станка в целом.

Таким образом, важнейшей задачей в области автоматизированного электропривода является построение и анализ его частотных и временных характеристик с учетом механической системы. В этой связи необходимо составить структурную схему привода, рассчитать передаточную функцию как привода в целом, так и его элементов (механической системы, электродвигателя, силового преобразователя и системы управления).

Следует отметить, что при исследовании динамики электропривода широко применяют метод переменных состояний, который позволяет проанализировать сложные системы во временной области; этот метод удобен при использовании численных методов и при расчете на ЭВМ.

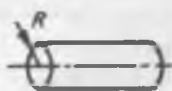
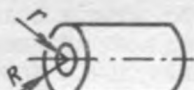
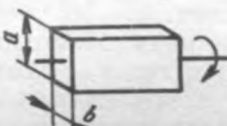
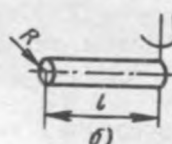
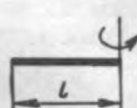
5.2. Механика привода

Эквивалентная механическая система привода

Механическая система автоматизированного электропривода включает в себя ротор двигателя, зубчатые и червячные передачи, передачи винт—гайка, соединительные муфты, суппорт и другие элементы станка, кинематически связанные с двигателем. Эта система оказывает существенное влияние на статические и динамические свойства автоматизированного электропривода в целом.

Элементы станка, входящие в механическую систему привода, учитываются следующими параметрами: моментом инерции J , которым обладают подвижные массы, и жесткостью C соединяющих их упругих элементов. В табл. 5.3 и 5.4 приведены формулы для расчета моментов инерции и жесткости типовых элементов механической системы привода. Кроме того, при расчетах учитывают моменты сил сопротивления,

5.3. Моменты инерции простейших тел

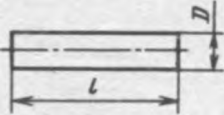
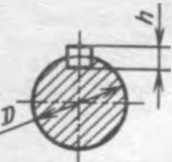
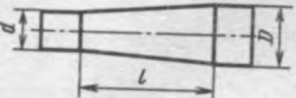
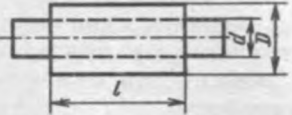
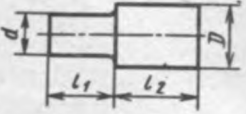
Тело	Эскиз	Момент инерции
Прямой круглый цилиндр		$m \frac{R^2}{2}$
Полый цилиндр		$\frac{m}{2} (R^2 + r^2)$
Прямоугольная призма		$\frac{m}{12} (a^2 + b^2)$
Цилиндр относительно оси, перпендикулярной к оси цилиндра	 	а) $\frac{m}{12} (l^2 + 3R^2)$ б) $m \left(\frac{l^2}{3} + \frac{l^2}{4} \right)$
Идеально тонкий стержень		$m \frac{l^2}{3}$
Произвольное, имеющее массу m и момент инерции J_2 относительно оси 2		$J_1 = J_2 + ma^2$

обусловленные затратами мощности на выполнение технологических операций и демпфирование в системе.

Все параметры механической системы приводят к валу электродвигателя. Формулы приведения даны в табл. 5.5. Полученную таким образом систему называют эквивалентной механической системой привода, которая в достаточной степени приближается к реальной.

Таким образом, эквивалентная механическая система состоит из сосредоточенных вращающихся масс и соединяющих их упругих эле-

5.4. Крутильная жесткость цилиндрических валов

Эскиз	Крутильная жесткость C
	$\frac{\pi G}{32} \frac{D^4}{l}$
	$\frac{\pi G}{32} \frac{D^4 - d^4}{l}$
	$\frac{\pi G}{32} \frac{D^4}{k_m l}$ $k_m \approx 1 + 10 (h/D)$
	$\frac{\pi G}{32} \frac{d^4}{k l}$ $k = \frac{d}{3D} \left[1 + \frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$
	$\frac{\pi G}{32} \frac{k D^4}{l}$ $k = \left(\frac{d}{D} \right)^2 + \frac{G_{\text{вт}}}{G} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)$
	$\frac{\pi G}{32} \frac{1}{l_1/d^4 + l_2/D^4 + k}$ $k \approx \frac{1}{8d^3} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]$

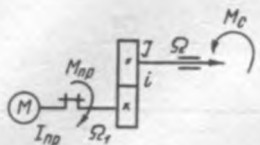
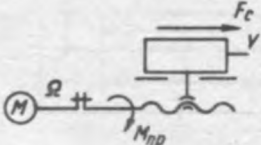
Обозначения: G — модуль сдвига материала вала; $G_{\text{вт}}$ — модуль сдвига материала втулки.

ментов, обладающих жесткостью, но лишенных массы. Эквивалентная механическая система обладает таким же запасом энергии, как и реальная механическая система.

Потери на трение в механической системе электропривода учитывают при статических расчетах через КПД передачи η , при динамиче-

5.5. Приведение параметров механической системы

Движение исполнительного органа

вращательное	поступательное
	
$M_{пр} = M_с / i$ $J_{пр} = J / i^2$ $C_{пр} = C / i^2$	$M_{пр} = F_с \rho$ $J_{пр} = m \rho^2$ $C_{пр} = C_{лин} \rho^2$

Обозначения: $i = \Omega / \Omega_1$; $M_{пр}$ — момент, приведенный к валу двигателя; $M_с$ — момент сопротивления; $F_с$ — сила сопротивления; Ω , Ω_1 — угловая скорость вращения соответственно выходного и входного вала; $C_{лин}$ — линейная жесткость; $\rho = v / \Omega$ — радиус приведения; $\rho = l / (2\pi)$, если двигатель напрямую соединен с ходовым винтом, имеющим шаг l .

ских расчетах — через момент трения $M_{тр}$, приведенный к валу двигателя. В этом случае при статических расчетах

$$M_{с.пр} = M_с / (i\eta) \text{ — при вращательном движении;} \quad (5.1)$$

$$M_{с.пр} = F_с \rho / \eta \text{ — при поступательном движении;} \quad (5.2)$$

при динамических расчетах

$$M_{тр} = (1 - \eta) M_с / (\eta i) \text{ — при вращательном движении;} \quad (5.3)$$

$$M_{тр} = (1 - \eta) F_с \rho / \eta \text{ — при поступательном движении.} \quad (5.4)$$

Конструктор должен учитывать, что КПД механической передачи меняется при изменении скорости, поэтому зависимость приведенного момента трения от скорости будет иной, чем зависимость момента или сил сопротивления от той же скорости. Зависимость момента трения от скорости характеризуется коэффициентом пропорциональности b (обычно в инженерных расчетах механическую систему представляют линейной моделью), т. е.

$$M_{тр} = b \Omega. \quad (5.5)$$

Коэффициент b для номинального режима:

$$b_{ном} = \frac{1 - \eta_{ном}}{\eta_{ном}} \frac{M_{с.ном}}{i \Omega_{ном}} \text{ — при вращательном движении;} \quad (5.6)$$

$$b_{ном} = \frac{1 - \eta_{ном}}{\eta_{ном}} \frac{F_{с.ном} v_{ном}}{\Omega_{ном}^2} \text{ — при поступательном движении.}$$

Расчет механической системы электропривода при жестких кинематических связях

В приближенных расчетах пренебрегают зазорами в механизмах и, кроме того, считают жесткость кинематических связей в механической системе электропривода бесконечно большой ($C \rightarrow \infty$). В этом

случае механическую систему представляют одной вращающейся массой, закрепленной на валу электродвигателя и имеющей момент инерции, равный сумме момента инерции ротора двигателя и приведенного момента инерции механической системы:

$$J = J_{\text{дв}} + J_{\text{пр.}}$$

Эта простейшая эквивалентная механическая система позволяет рассчитать переходный режим (время изменения скорости привода и время разгона).

В эквивалентной механической системе действуют два момента — момент M , развиваемый двигателем, и момент M_c , создаваемый силами сопротивления, который предварительно приведен к валу электродвигателя.

Разность $M - M_c$ называют динамическим моментом. Динамический момент обеспечивает приращение скорости электропривода. В установившемся режиме динамический момент равен нулю.

Уравнение движения привода записывается в виде

$$M(\Omega) = M_c(\Omega) + J(\varphi) \frac{d\Omega}{dt} + \frac{\Omega^2}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi}, \quad (5.7)$$

где φ — угол поворота вала.

В приводах металлорежущих станков в большинстве случаев принимают $J(\varphi) = J = \text{const}$. Тогда из (5.7) получим

$$M(\Omega) = M_c(\Omega) + J \frac{d\Omega}{dt}. \quad (5.8)$$

Решая это нелинейное дифференциальное уравнение (при заданных начальных условиях), определяют закон движения электропривода, т. е. зависимость $\Omega(t)$.

В установившемся режиме ($d\Omega/dt = 0$) выражение (5.8) обращается в нелинейное алгебраическое уравнение статического режима

$$M(\Omega) - M_c(\Omega) = 0.$$

Для обеспечения работоспособности привода в установившемся режиме необходимо обеспечить статическую устойчивость, т. е. обеспечить выполнение условия $M_{\text{дин}}/\Delta\Omega < 0$. При малых приращениях скорости $\Delta\Omega$ реальные механические характеристики представляют линейными ($\Delta M = \beta \Delta\Omega$, $\Delta M_c = \beta_c \Delta\Omega$) с коэффициентами пропорциональности β (жесткость характеристики) и β_c . Тогда

$$M_{\text{дин}} = (\beta - \beta_c) \Delta\Omega,$$

и условием обеспечения статической устойчивости явится $(\beta - \beta_c) < 0$. Если принять $M_c = \text{const}$, то статическая устойчивость будет обеспечиваться при $\beta < 0$.

Время переходного процесса, необходимое для изменения скорости электропривода от значения $\Omega = \Omega_1$ до значения $\Omega = \Omega_2$, с учетом (5.8) рассчитывают по формуле

$$t_{\text{п.п}} = \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} J \frac{d\Omega}{M(\Omega) - M_c(\Omega)}. \quad (5.9)$$

Если $M = \text{const}$ и $M_c = \text{const}$, то из (5.9) следует, что

$$t_{\text{п.п}} = J \frac{\Omega_2 - \Omega_1}{M - M_c}.$$

Время разгона до скорости $\Omega_{\text{ном}}$ при пуске электропривода под действием постоянного динамического момента

$$t_n = J \frac{\Omega_{\text{ном}}}{M - M_c}. \quad (5.10)$$

Время торможения при тех же условиях от скорости $\Omega_{\text{ном}}$

$$t_r = J \frac{\Omega_{\text{ном}}}{M - M_c}. \quad (5.11)$$

Время переходного процесса в электроприводе рассчитывают и с учетом параметров его механической характеристики.

Если механическая характеристика линейна, т. е. если

$$M(\Omega) = \beta(\Omega_0 - \Omega),$$

где Ω_0 — скорость холостого хода, то время изменения скорости от $\Omega = \Omega_1$ до $\Omega = \Omega_2$ составим

$$t_{\Omega_1 \Omega_2} = T_m \ln \frac{\Omega_y - \Omega_1}{\Omega_y - \Omega_2}, \quad (5.12)$$

где $T_m = J/\beta$ — электромеханическая постоянная времени; Ω_y — установившаяся скорость.

Когда $\Omega_2 = \Omega_y$, формулой (5.12) пользоваться нельзя. В этом случае принимают $t_{\Omega_1 \Omega_2} = (3 \dots 4) T_m$.

В электроприводах с асинхронными двигателями механическая характеристика существенно нелинейна и время переходного процесса рассчитывают для случая, когда $M_c = 0$ (только в этом случае можно получить достаточно простое выражение для расчета времени переходного процесса).

При изменении скольжения от S_1 до S_2 время переходного процесса

$$t_{S_1 S_2} = \frac{J \Omega_0 S_K}{2 M_K (1 + q)} \left[\frac{S_1^2 - S_2^2}{2 S_K^2} + \ln \frac{S_1}{S_2} + \frac{2q}{S_K} (S_1 - S_2) \right], \quad (5.13)$$

где M_K , S_K — критические моменты и скольжение; q — корректирующий коэффициент.

Время разгона t_n асинхронного двигателя до скорости Ω_2 при пуске определяют из формулы (5.13), принимая $S_1 = 1$ и $S_2 = (\Omega_0 - \Omega_2)/\Omega_0$. Если принять $S_2 = 0,05$ (разгон до скорости, составляющей 95% синхронной), то

$$t_n = \frac{J \Omega_0 S_K}{2 M_K (1 + q)} \left(\frac{1}{2 S_K^2} + 3 + \frac{1,9q}{S_K} \right). \quad (5.14)$$

Так как расчет при жестких кинематических связях носит приближенный характер, то можно пренебречь корректирующим коэффициентом q . В этом случае выражение (5.14) упрощается:

$$t_n = \frac{J \Omega_0 S_K}{2 M_K} \left(\frac{1}{2 S_K^2} + 3 \right). \quad (5.15)$$

В станкостроении в асинхронных приводах в основном применяют короткозамкнутые асинхронные двигатели, у которых $S_K \approx 0,1 \dots 0,15$. В этом случае второе слагаемое уравнения (5.15) мало по сравнению с первым и им можно пренебречь. Тогда

$$t_n \approx \frac{J \Omega_0}{4 M_K S_K}. \quad (5.16)$$

Расчет механической системы электропривода с учетом упругости передач

Жесткость механической системы электропривода оказывает существенное влияние как на характеристики механической системы, так и на характеристики электропривода в целом. При расчете механической системы электропривода с учетом упругости передач эквивалентную механическую систему представляют в виде многомассовой системы (рис. 5.1), представляющей собой вращающиеся массы общим числом n , приведенные к валу электродвигателя и соединенные последовательно промежуточными упругими элементами, число которых равно $(n-1)$.

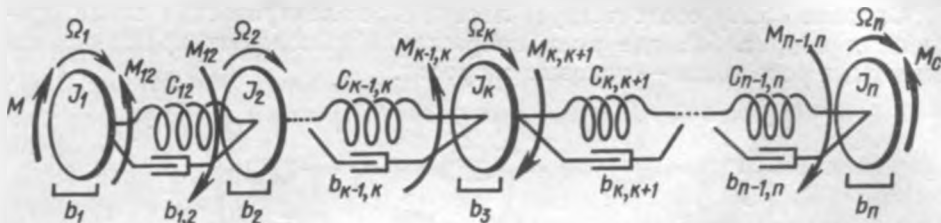


Рис. 5.1. Эквивалентная многомассовая механическая система привода

Моменты трения в многомассовой системе представляют демпфирующими элементами, связанными с вращающимися массами и упругими элементами. На первую массу действует момент M , приложенный со стороны двигателя, на последнюю — приведенный к валу двигателя момент сопротивления M_c . Момент, действующий на k -ю вращающуюся массу (упругий момент), равен разности двух моментов, возникающих в упругих элементах, которые присоединены к этой массе, т. е. $M_k = M_{k-1,k} - M_{k,k+1}$.

Упругие моменты обозначают двумя индексами, соответствующими расположению упругого элемента в механической системе привода, т. е. $M_{k-1,k}$ — упругий момент, возникающий в элементе, расположенном между $(k-1)$ -й и k -й вращающимися массами.

Как уже указывалось выше, автоматизированный электропривод является сложной электромеханической системой, состоящей из электрической и механической части, которые необходимо рассматривать совместно. В этой связи механическую систему представляют определенным образом соединенными электрическими элементами. Это позволяет анализ и расчет механических систем свести к хорошо разработанному анализу и расчету электрических цепей.

Таким образом, для расчета механической системы электропривода ее необходимо представить многомассовой эквивалентной механической системой; заменить эквивалентную механическую систему эквивалентной схемой; провести анализ и расчет эквивалентной схемы.

Представление эквивалентной механической системы эквивалентной схемой. Механическое сопротивление

$$Z(p) = M(p) / \Omega(p). \quad (5.17)$$

Вращающуюся массу, обладающую моментом инерции J_k и имеющую потери на трение, характеризуемые коэффициентом b_k , представляют механическим сопротивлением $Z(p)$:

$$\bar{Z}_k(p) = J_k p + b_k = M(p) / \Omega(p), \quad (5.18)$$

а упругий элемент, расположенный между k -й и $(k+1)$ -й массами,

$$\bar{Z}_{k, k+1}(p) = C_{k, k+1}/p + b_{k, k+1}. \quad (5.19)$$

Уравнения движения n -массовой эквивалентной механической системы электропривода записывают в таком виде:

$$\begin{aligned} M - \bar{Z}_{1,2}(\Omega_1 - \Omega_2) &= \bar{Z}_1 \Omega_1; \\ \bar{Z}_{1,2}(\Omega_1 - \Omega_2) - \bar{Z}_{2,3}(\Omega_2 - \Omega_3) &= \bar{Z}_2 \Omega_2; \\ &\dots \dots \dots \\ \bar{Z}_{n-1,n}(\Omega_{n-1} - \Omega_n) - M_c &= \bar{Z}_n \Omega_n. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Системе (5.20) соответствует лестничная электрическая схема, приведенная на рис. 5.2, где роль напряжений выполняют вращающиеся моменты, а роль токов — угловые скорости.

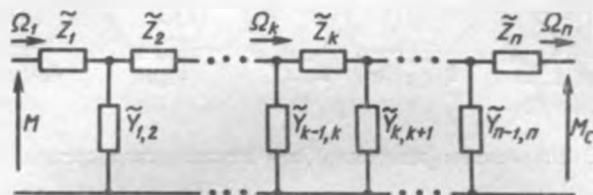


Рис. 5.2. Эквивалентная электрическая схема механической системы привода

Анализ и расчет эквивалентной схемы. Методы расчета цепей этого типа хорошо известны. Если требуется найти угловые скорости вращающихся масс (аналог токов), то надо составить контурные уравнения цепи, если требуется рассчитать упругие моменты (аналог напряжений), то — узловые уравнения; если требуется определить частотные характеристики механической системы, то необходимо перейти к комплексным значениям механического сопротивления посредством подстановки $p = j\omega$.

Контурные уравнения записывают в таком виде:

$$\begin{bmatrix} \bar{Z}_1 + \bar{Z}_{12} & -\bar{Z}_{12} & & & \\ -\bar{Z}_{12} & \bar{Z}_{12} + \bar{Z}_2 + \bar{Z}_{23} & -\bar{Z}_{23} & & \\ & \dots & \dots & \dots & \\ & & -\bar{Z}_{n-1,n} & \bar{Z}_{n-1,n} + \bar{Z}_n & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \vdots \\ \Omega_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M \\ & \\ & \\ & \\ -M_c \end{bmatrix}. \quad (5.21)$$

Узловые уравнения записывают так:

$$\begin{bmatrix} \bar{Y}_1 + \bar{Y}_{12} + \bar{Y}_2 & -\bar{Y}_2 & & & \\ -\bar{Y}_2 & \bar{Y}_2 + \bar{Y}_{23} + \bar{Y}_3 & -\bar{Y}_3 & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \\ & -\bar{Y}_{n-1} & \bar{Y}_{n-1} + \bar{Y}_{n-1,n} + \bar{Y}_n & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{12} \\ M_{23} \\ \vdots \\ M_{n-1,n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Y}_1 M \\ & \\ & \\ & \\ -\bar{Y}_n M_c \end{bmatrix}. \quad (5.22)$$

где $\bar{Y} = 1/\bar{Z}$ — механическая проводимость.

Решение этих уравнений позволяет определить угловые скорости Ω_n (5.21) и упругие моменты $M_{n-1, n}$ (5.22). К матричным уравнениям (5.21) и (5.22) надо дать некоторые пояснения.

1. Матрицу контурных (5.21) и узловых (5.22) параметров составляют по следующим правилам.

Диагональ матрицы представляет собой сумму механических сопротивлений, входящих в контур электрической схемы (см. рис. 5.2), для контурных уравнений и сумму проводимостей ветвей, входящих в узел, для узловых уравнений. Остальные элементы матрицы представляют собой сопротивления, общие для соседних контуров (для контурных уравнений), или проводимости ветвей, соединяющих данный узел с соседним (для узловых уравнений). Эти элементы берут с отрицательным знаком.

Матрица неизвестных параметров представляет собой матрицу-столбец скоростей Ω_n для контурных уравнений, и матрицу-столбец упругих моментов $M_{n-1, n}$ для узловых уравнений.

Матрица внешних воздействий представляет собой матрицу-столбец моментов M , приложенных к механической системе, для контурных уравнений, и матрицу-столбец скоростей $\Omega = \dot{Y}M$ для узловых уравнений.

2. При малом числе вращающихся масс возможно аналитическое решение уравнений (5.21) и (5.22) в виде передаточной функции или частотной характеристики. В противном случае решение уравнений возможно только численными методами. При этом все механические сопротивления и проводимости необходимо заменой p на $j\omega$ перевести в частотную область и решать уравнения при конкретном значении частоты ω .

3. Матричные уравнения можно упростить, пренебрегая потерями энергии, т. е. считая систему консервативной, и пренебрегая b_k и $b_{k, k+1}$.

4. Если требуется определить угловые перемещения, а не скорости вращающихся масс, необходимо матрицу контурных параметров умножить на оператор дифференцирования p .

5. Для одновременного нахождения угловых скоростей и упругих моментов необходимо использовать гибридные уравнения, правила составления которых изложены в [15].

Пример 5.1. Составить матричное уравнение для трехмассовой механической системы.

Контурные уравнения:

$$\begin{bmatrix} \bar{Z}_{11} + \bar{Z}_{12} & -\bar{Z}_{12} & 0 \\ -\bar{Z}_{12} & \bar{Z}_{12} + \bar{Z}_{21} + \bar{Z}_{22} & -\bar{Z}_{22} \\ 0 & -\bar{Z}_{22} & \bar{Z}_{22} + \bar{Z}_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M \\ 0 \\ -M_c \end{bmatrix}.$$

Контурные уравнения для консервативной системы:

$$\frac{1}{p} \begin{bmatrix} J_1 p^2 + C_{12} & -C_{12} & 0 \\ -C_{12} & C_{12} + J_2 p^2 + C_{22} & -C_{22} \\ 0 & -C_{22} & C_{22} + J_3 p^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M \\ 0 \\ -M_c \end{bmatrix}.$$

Контурные уравнения для угловых перемещений консервативной системы:

$$\begin{bmatrix} J_1 p^2 + C_{12} & -C_{12} & 0 \\ -C_{12} & C_{12} + J_2 p^2 + C_{22} & -C_{22} \\ 0 & -C_{22} & C_{22} + J_3 p^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M \\ - \\ -M_c \end{bmatrix}.$$

Узловые уравнения:

$$\begin{bmatrix} \bar{Y}_1 + \bar{Y}_{12} + \bar{Y}_2 & -\bar{Y}_2 \\ -\bar{Y}_2 & \bar{Y}_2 + \bar{Y}_{23} + \bar{Y}_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{12} \\ M_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Y}_1 M \\ -\bar{Y}_3 M_c \end{bmatrix}.$$

Узловые уравнения для консервативной системы:

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{C_{12}} p^2 + \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} & -\frac{1}{J_2} \\ -\frac{1}{J_2} & \frac{1}{C_{23}} p^2 + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{12} \\ M_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} M \\ -\frac{1}{J_3} M_c \end{bmatrix}.$$

Электрическая схема позволяет определить передаточную функцию механической системы привода по скорости (при $M_c = 0$):

$$W_{\Omega}(p) = \frac{\Omega_n(p)}{\Omega_1(p)} = \bar{Y}_n (\bar{Z}_{\text{мех}} - \bar{Z}_{\text{мех } n-1}), \quad (5.23)$$

где $\bar{Z}_{\text{мех } n-1}$ — входное сопротивление механической системы с отброшенным последним звеном.

По электрической схеме, изображенной на рис. 5.2, анализируют также влияние механической системы на динамические процессы в электрической части привода. Для этого по схеме определяют входное механическое сопротивление многомассовой системы при $M_c = 0$:

$$\bar{Z}_{\text{мех}}(p) = \frac{M(p)}{\Omega_1(p)} = \bar{Z}_1 + \frac{1}{\bar{Y}_{1,2} + \frac{1}{\bar{Z}_2 + \frac{1}{\ddots + \frac{1}{\bar{Z}_n}}}}. \quad (5.24)$$

Следует отметить, что в теории электромеханических систем привода входному механическому сопротивлению принадлежит очень важная роль. По значению $\bar{Z}_{\text{мех}}(p)$ определяют вносимое сопротивление $Z_{\text{вв}}$, которое полностью характеризует влияние механической системы привода на динамические процессы в его электрической части:

$$Z_{\text{вв}} = c^2 / \bar{Z}_{\text{мех}},$$

где c — конструктивная постоянная двигателя постоянного тока (значения берут из каталога).

Для оценки влияния механической системы сопоставляют модуль вносимого сопротивления с модулем комплексного сопротивления $|Z_{\text{я}}|$ якоря двигателя. При этом, если $|Z_{\text{вв}}|$ соизмеримо с $|Z_{\text{я}}|$, влияние механической системы существенно; если $|Z_{\text{вв}}| \ll |Z_{\text{я}}|$, им можно пренебречь.

На основании изложенного выше структурная схема механической системы электропривода может быть представлена в виде, изображенном на рис. 5.3, а, а с учетом внутренних связей в системе — на рис. 5.3, б.

Уравнения состояния механической части привода. Применительно к механической системе привода переменными состояния являются угловые скорости вращения отдельных масс и моменты, действующие в

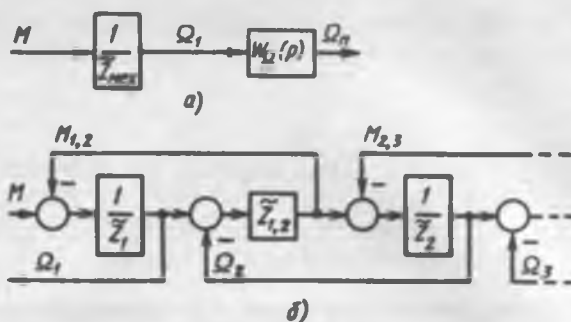


Рис. 5.3. Структурная схема механической системы

упругих элементах привода. Уравнение состояния n -массовой механической системы при отсутствии трения в упругих элементах имеет вид

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \vdots \\ \Omega_n \\ M_{12} \\ M_{23} \\ \vdots \\ M_{n-1,n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\delta_1 & & & -\gamma_1 \\ & -\delta_2 & & \gamma_2 & -\gamma_3 \\ & & \ddots & & \\ & & & -\delta_n & \gamma_n \\ C_{12} & -C_{12} & & & \\ & C_{23} & -C_{23} & & 0 \\ & & & C_{n-1,n} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \vdots \\ \Omega_n \\ M_{12} \\ M_{23} \\ \vdots \\ M_{n-1,n} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \gamma_1 \\ -\gamma_n \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M \\ M_c \end{bmatrix}, \quad (5.25)$$

где $\delta = b/J$, $\gamma = 1/J$.

Пример 5.2. Составить уравнения состояния для трехмассовой механической системы, пренебрегая потерями на трение в упругих элементах:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \\ M_{12} \\ M_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b_1/J_1 & 0 & 0 & -1/J_1 & 0 \\ 0 & -b_2/J_2 & 0 & 1/J_1 & -1/J_2 \\ 0 & 0 & -b_3/J_3 & 0 & 1/J_2 \\ C_{12} & -C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{23} & -C_{23} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \\ M_{12} \\ M_{23} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/J_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1/J_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M \\ M_c \end{bmatrix}.$$

При анализе и расчете часто применяют эквивалентную двухмассовую механическую систему (рис. 5.4) электропривода — простейшую

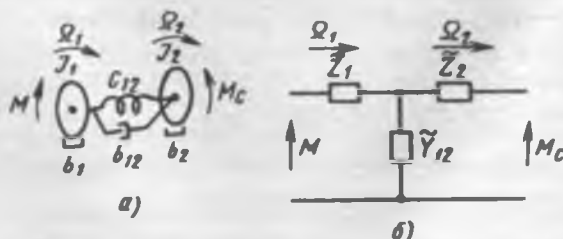


Рис. 5.4. Двухмассовая механическая система (а) и ее эквивалентная схема (б)

модель механической системы, которая учитывает упругость механических передач. При этом существенно упрощаются вычислительные операции.

5.3. Регулируемый электропривод постоянного тока

Электромеханические свойства двигателей постоянного тока

Двигатели постоянного тока являются основным звеном регулируемого электропривода. В станкостроении в приводах подач и главного движения применяют двигатели с независимым возбуждением (см. т. 1, гл. 13).

Двигатели приводов подач работают с постоянным возбуждением, с регулированием скорости посредством изменения напряжения якоря. Двигатели приводов главного движения имеют электромагнитное возбуждение с регулированием скорости изменением напряжения якоря и магнитного потока (реально возможно только уменьшение магнитного потока).

Для двигателя приводов подач уравнение движения имеет вид

$$\Omega(p) = \frac{c}{c^2 + Z_{\text{я}}(p) Z_{\text{мех}}(p)} u(p) - \frac{Z_{\text{я}}(p)}{c^2 + Z_{\text{я}} Z_{\text{мех}}(p)} M_c(p) \quad (5.26)$$

или через постоянные времени (пренебрегая трением)

$$\Omega(p) = \frac{K_{\text{д}}}{1 + T_{\text{м}} p (1 + T_{\text{я}} p)} u(p) - \frac{K_{\text{м}} (1 + T_{\text{я}} p)}{1 + T_{\text{м}} p (1 + T_{\text{я}} p)} M_c(p), \quad (5.27)$$

где u, i — напряжение и сила тока якоря; $c = k\Phi$ — конструктивная постоянная двигателя; Φ — магнитный поток; $T_{\text{я}} = L_{\text{я}}/R_{\text{я}}$ — электромагнитная постоянная времени; $T_{\text{м}} = J R_{\text{я}}/c^2$ — электромеханическая постоянная времени; $Z_{\text{мех}} = Jp$; $K_{\text{д}} = 1/c$, $K_{\text{м}} = R_{\text{я}}/c^2$.

Первое слагаемое в этих выражениях представляет собой передаточную функцию двигателя по управлению, а второе — по возмущению. Эти передаточные функции можно представить в стандартном виде:

$$W_{\text{д}}(p) = \frac{K_{\text{д}}}{T^2 p^2 + 2\xi T p + 1} = \frac{K_{\text{д}} \omega_0^2}{p^2 + 2\xi \omega_0 p + \omega_0^2}; \quad (5.28)$$

$$W_{\text{м}}(p) = \frac{\Delta \Omega(p)}{M_c(p)} = \frac{K_{\text{м}} (1 + T_{\text{я}} p)}{T^2 p^2 + 2\xi T p + 1},$$

где $T = \sqrt{T_{\text{м}} T_{\text{я}}}$ — постоянная времени двигателя; $\omega_0 = 1/\sqrt{T_{\text{м}} T_{\text{я}}}$ — резонансная частота; $\xi = \sqrt{T_{\text{м}}/(4T_{\text{я}})}$ — коэффициент демпфирования.

Передаточные функции двигателя полностью определяют его динамические характеристики. При $T_{\text{м}} > 4T_{\text{я}}$ ($\xi > 1$) переходный процесс имеет аperiодический характер, при $T_{\text{м}} < 4T_{\text{я}}$ ($\xi < 1$) — колебательный.

В пространстве переменных состояний, в качестве которых выбирают скорость вращения и силу тока якоря, динамические свойства двигателей описывают системой уравнений

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i \\ \Omega \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R/L & -c/L \\ c/J & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \Omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/L & 0 \\ 0 & -1/J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ M_c \end{bmatrix}. \quad (5.29)$$

Структурные схемы электродвигателя, соответствующие уравнениям (5.26), (5.27) и (5.29), представлены соответственно на рис. 5.5, а, б, в.

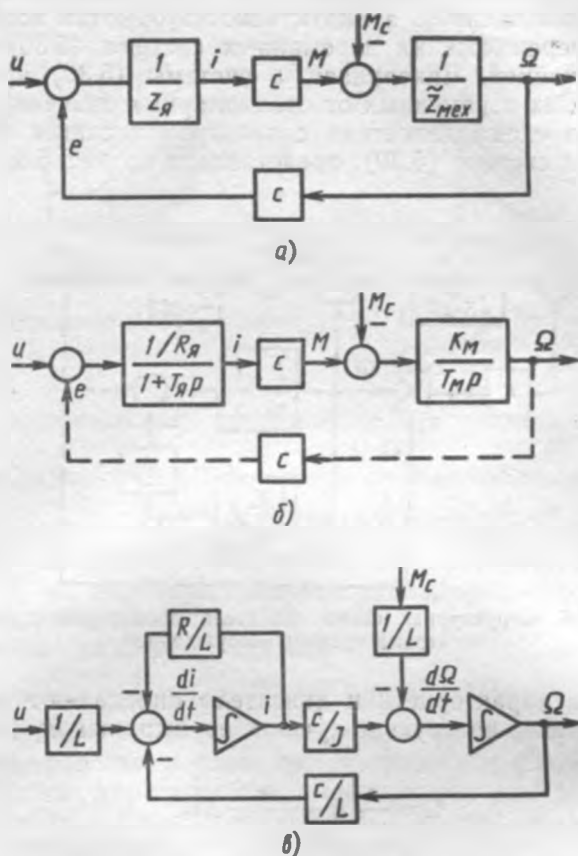


Рис. 5.5. Структурные схемы двигателя постоянного тока:
а — обобщенная; б — составленная из типовых звеньев; в — в пространстве переменных состояний

Математическое описание двигателя привода главного движения соответствует следующей системе уравнений:

$$\begin{aligned} u_{\pi} &= R_{\pi} i_{\pi} + L_{\pi} di_{\pi}/dt + e; \\ e &= k\Phi\Omega; \\ u_{\text{в}} &= R_{\text{в}} i_{\text{в}} + N_{\text{в}} \frac{d\Phi}{dt}; \quad \Phi = \Phi(i_{\text{в}}); \\ M &= k\Phi i_{\pi}, \end{aligned} \quad (5.30)$$

где $N_{\text{в}}$; $R_{\text{в}}$; $i_{\text{в}}$; $u_{\text{в}}$ — соответственно число витков, активное сопротивление, сила тока и напряжение обмотки возбуждения; k — конструктивный коэффициент.

Система (5.30) содержит нелинейности двух типов: во-первых, нелинейную зависимость магнитного потока от силы тока возбуждения $\Phi(i_{\text{в}})$, объясняемую нелинейностью кривой намагничивания материала

магнитопровода; во-вторых, нелинейность, связанную с произведением переменных, определяющих ЭДС и электромагнитный момент двигателя.

Конструктор должен учитывать, что если даже принять магнитную систему ненасыщенной, а индуктивность обмотки возбуждения постоянной, при перемножении переменных система (5.30) остается существенно нелинейной. Линеаризацию системы (5.30) производят при малых отклонениях переменных от стационарных значений.

Структурная схема двигателя с электромагнитным возбуждением, соответствующая системе (5.30), представлена на рис. 5.6.

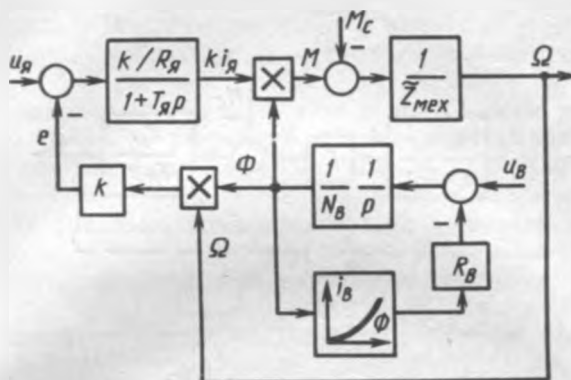


Рис. 5.6. Структурная схема двигателя постоянного тока с электромагнитным возбуждением

Статические характеристики двигателя определяют по механической характеристике, которую получают из выражения (5.27) при $p=0$:

$$\Omega = \frac{1}{k\Phi} u - \frac{R_{\text{я}}}{(k\Phi)^2} M_{\text{с}}.$$

Жесткость механической характеристики

$$|\beta| = (k\Phi^2)/R_{\text{я}}.$$

При постоянном магнитном потоке используют более удобную формулу:

$$|\beta| = c^2/R_{\text{я}}.$$

Элементы системы управления регулируемого привода

Силовые преобразователи в регулируемом приводе предназначены для преобразования переменного (чаще всего трехфазного) тока в постоянный ток регулируемого напряжения. Такие преобразователи необходимы в цепи якоря регулируемого привода подачи и в цепи якоря и возбуждения регулируемого привода главного движения.

Управляемые тиристорные выпрямители широко применяют в станкостроении. На рис. 5.7 изображена трехфазная мостовая схема выпрямителя. Регулирование выпрямленного напряжения U происходит путем изменения фазового угла α управляющего импульса, который открывает тиристор и тем самым изменяет длительность его работы.

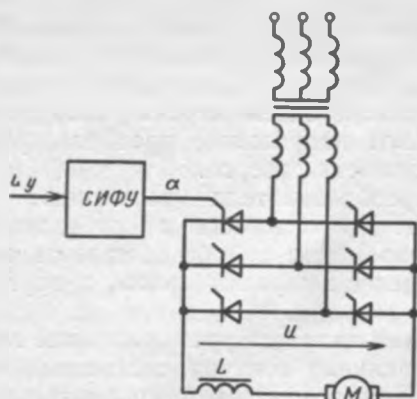


Рис. 5.7. Управляемый тиристорный выпрямитель

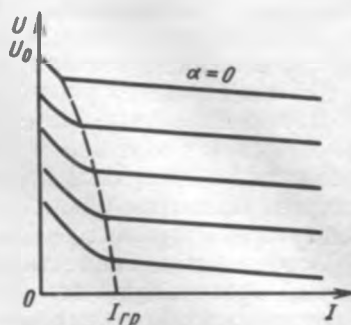


Рис. 5.8. Внешние характеристики управляемого тиристорного выпрямителя

Реактор L включен в цепь двигателя M для уменьшения пульсаций тока якоря.

Среднее значение ЭДС тиристорного выпрямителя

$$E_d = \frac{\sqrt{2} E_2 \sin(\pi/m)}{\pi/m} \cos \alpha,$$

где E_2 — ЭДС на вторичной обмотке трансформатора; m — число фаз; α — угол управления.

Напряжение на якоре двигателя

$$U = E_d - [R + x_r(2\pi/m)]I - \Delta U_r, \quad (5.31)$$

где R , I — соответственно сопротивление и сила тока цепи якоря; x_r — сопротивление рассеяния фазы трансформатора; ΔU_r — падение напряжения на силовых тиристорах; обычно принимают $\Delta U_r \approx (0,5 \dots 1) B$.

Уравнение (5.31) представляет собой внешнюю характеристику тиристорного выпрямителя. Тиристорные выпрямители работают в режиме непрерывных или прерывистых токов. В последнем случае сила тока в цепи якоря прерывается и имеет периоды нулевого значения. Наступление режима прерывистых токов зависит от угла регулирования α , индуктивности нагрузки (катодной индуктивности) и тока нагрузки. При очень большой индуктивности пульсации тока всегда сглажены и режим прерывистых токов существовать не может.

На рис. 5.8 представлено семейство внешних характеристик тиристорного преобразователя при различных углах регулирования α . Штриховая линия, ограничивающая режим прерывистых токов, представляет собой дугу эллипса. В режиме прерывистых токов сила тока в цепи нагрузки вызывает значительно большее снижение напряжения, чем в режиме непрерывных токов, и внешние характеристики преобразователя имеют большой наклон. По мере уменьшения напряжения холостого хода сила $I_{гр}$ граничного тока увеличивается и режим прерывистых токов простирается до больших значений нагрузки.

В станкостроении применяют два способа реверсирования двигателя: контакторное переключение цепи якоря (при малом числе реверсов) и использование двух комплектов тиристорных преобразователей для обеспечения высокого быстродействия (реверсивные тиристорные преобразователи).

При контакторном управлении реверсом и питании от одного комплекта тиристорных преобразователей переключение должно осуществляться при минимальной силе тока в цепи якоря. Для этого напряжение на зажимах преобразователя снижают, затем переключают контакторы в цепи двигателя и увеличивают напряжение преобразователя. Все это вызывает увеличение длительности реверса.

Двухкомплектные реверсивные преобразователи выполняют с совместным и раздельным управлением. При совместном управлении управляющие импульсы подаются одновременно на оба комплекта тиристоров. При этом один из них работает в выпрямительном, а другой в инверторном режиме.

Особенностью совместного управления является уравнильный ток, который протекает по замкнутому внутреннему контуру, составленному из встречно включенных комплектов. Для ограничения уравнильного тока в цепь преобразователей включают реакторы.

При раздельном управлении комплекты тиристоров работают поочередно. Во время работы одного комплекта другой закрыт. При этом уравнильный ток отсутствует и необходимость в реакторах отпадает. Это упрощает преобразователь, но усложняет систему управления, в которую должен быть включен специальный логический блок. В его функции входит выбор комплектов тиристоров в зависимости от знака управляющего напряжения и взаимная блокировка комплектов.

С силовым тиристорным преобразователем непосредственно связана система импульсно-фазового управления (СИФУ). Назначение СИФУ заключается в преобразовании непрерывного сигнала в импульсный сигнал управления, фаза которого изменяется пропорционально входному воздействию.

Поскольку угол управления α отсчитывается от момента естественного открывания тиристора, управляющее напряжение u , сравнивается с опорным напряжением, вырабатываемым генератором опорного напряжения. При равенстве напряжений появляется сигнал управления, который после усиления и формирования поступает на управляющий электрод силового тиристора.

Динамические свойства тиристорного преобразователя как элемента системы автоматизированного электропривода характеризуются его передаточной функцией.

Поскольку тиристор является устройством с ограниченным управлением, управляющий сигнал, приходящий на управляющий электрод тиристора, не вызывает мгновенного изменения выпрямленного напряжения. Время запаздывания, свойственное преобразователям, зависит от частоты сети, схемы выпрямления и конкретного значения угла управления α . Предельное время запаздывания

$$\tau = 1/fm,$$

где f — частота тока; m — число фаз преобразователя.

При частоте $f=50$ Гц значение τ достаточно мало, $\tau=3,3$ мс ($m=6$) и $\tau=6,7$ мс ($m=3$).

Передаточную функцию тиристорного преобразователя совместно с системой управления можно записать в следующем виде:

$$W_{\pi}(p) = K_{\pi}/(1+\tau p). \quad (5.32)$$

Транзисторный нереверсивный импульсный преобразователь изображен на рис. 5.9, а. Транзисторный ключ VT периодически подключает якорь двигателя к источнику нерегулируемого напряжения U_{α} .

При этом в рабочую часть периода t_1 энергия потребляется из сети и расходуется двигателем на совершение полезной работы. Часть энергии при этом запасается двигателем в виде электромагнитной энергии. Во время паузы t_2 ключ разомкнут, но цепь якоря замыкается через диод VD и двигатель продолжает работать за счет запасенной энергии. Среднее напряжение за период коммутации (рис. 5.9, б)

$$U_{cp} = \gamma U_d,$$

где $\gamma = t_1/T$; здесь T — период коммутации.

При изменении γ среднее напряжение на выходе преобразователя будет изменяться. В широтно-импульсных преобразователях (ШИП) для этого изменяют длительность импульса t_1 при неизменном периоде коммутации T .

Период коммутации не связан с частотой сети и зависит от динамических свойств силовых транзисторных ключей. В современных ШИП частота коммутации $f_k = 1/T$ составляет несколько кГц.

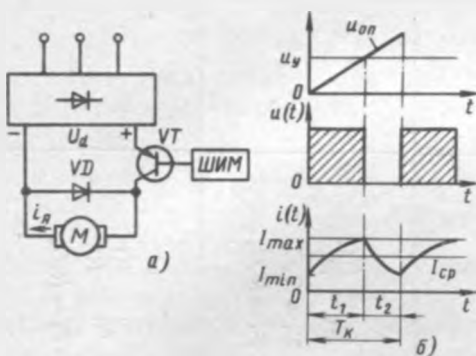


Рис. 5.9. Схема (а) и графики напряжения и силы тока (б) импульсного преобразователя

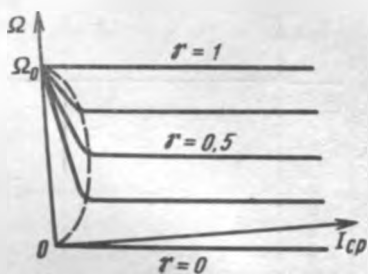


Рис. 5.10. Электромеханические характеристики импульсного преобразователя

Уравнение электромеханической характеристики двигателя постоянного тока, питаемого от ШИП, записывают в такой форме:

$$\Omega/\Omega_0 = \gamma - I_{cp}/I_k,$$

где I_{cp} — среднее значение силы тока якоря; $I_k = U_d/R_k$.

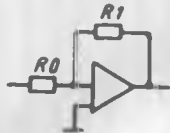
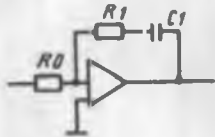
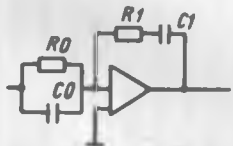
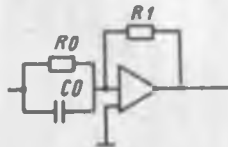
Если среднее значение силы тока якоря уменьшается, может наступить такой момент, когда сила тока во время паузы будет снижаться до нуля. В этом случае наступает режим прерывистых токов, при котором резко увеличивается наклон электромеханических характеристик

$$\Omega/\Omega_0 = 1 - I_{cp}/(\gamma I_k).$$

При $I_{cp} \rightarrow 0$ изменение γ не влияет на скорость двигателя. В области прерывистых токов все электромеханические характеристики исходят из одной точки (рис. 5.10).

Реверсивный ШИП выполняют по мостовой схеме, состоящей из четырех транзисторных ключей, шунтированных обратными диодами. Управление ШИП осуществляется широтно-импульсным модулятором (ШИМ). Назначение ШИМ заключается в преобразовании непрерывного входного воздействия в прямоугольные импульсы с переменной длительностью t_1 , пропорциональной значению управляющего напряжения.

5.6. Основные регуляторы в схемах управления электроприводом

Схема регулятора	Передаточная функция	Параметры	Уточненная передаточная функция
	$W_p = K_p$	$K_p = \frac{R_1}{R_0}$	$W_p = K_p \frac{k}{k + 1 + K_p(1 + R_0/R_{BX})}$
	$W_p = K_p \frac{1 + T_1 p}{T_1 p}$	$K_p = \frac{R_1}{R_0}$ $T_1 = R_1 C_1$	$W_p = K_p k \frac{1 + T_1 p}{K_{BX} + K_p + (1 + k + K_{BX} + K_p) T_1 p}$ $K_{BX} = R_1 / R_{BX}$ $W_p(0) = \frac{k}{1 + K_{BX} / K_p}$
	$W_p = K_p \frac{(1 + T_1 p)(1 + T_0 p)}{T_1 p}$	$K_p = \frac{R_1}{R_0}$ $T_1 = R_1 C_1$ $T_0 = R_0 C_0$	—
	$W_p = K_p (1 + T_0 p)$	$K_p = \frac{R_1}{R_0}$ $T_0 = R_0 C_0$	—

ШИМ содержит задающий генератор опорного пилообразного напряжения, имеющий частоту $f_{\pi}=1/T$. Опорное напряжение сравнивается с управляющим напряжением u_{γ} . В момент равенства этих напряжений вырабатывается управляющий импульс, переключающий транзисторные ключи.

Импульсный преобразователь рассматривают как аperiodическое звено с малой постоянной времени $\tau=T$.

Поскольку частота коммутации в современных импульсных преобразователях достаточно велика, постоянной времени преобразователя пренебрегают и считают ШИП безынерционным элементом с передаточной функцией

$$W_{\pi}=K_{\pi}. \quad (5.33)$$

Регуляторы привода выполняют по нормализованным схемам на основе операционных усилителей. Передаточная функция регулятора определяется соотношением полных операторных сопротивлений входной цепи $Z_0(p)$ и цепи обратной связи $Z_1(p)$:

$$W_p(p)=Z_1(p)/Z_0(p).$$

Эта формула справедлива при бесконечно большом коэффициенте усиления $k \rightarrow \infty$ операционного усилителя. Если k считать конечным числом, то

$$W_p(p)=\frac{Z_1(p)}{Z_0(p)} \frac{1}{1+\frac{1}{k} \left[1+\frac{Z_1(p)}{R_{\text{вх}}}+\frac{Z_1(p)}{Z_0(p)} \right]}, \quad (5.34)$$

где $R_{\text{вх}}$ — сопротивление входа операционного усилителя.

В системах регулируемого электропривода наибольшее применение находят несколько типовых регуляторов, представленных в табл. 5.6.

Регулируемый привод с обратной связью по скорости

Диапазон регулирования D скорости привода связан с допустимым статизмом $[S]_{\text{доп}}$, который определяет точность привода, $[S]_{\text{доп}}=\Delta\Omega_{\text{доп}}/\omega_0$, и жесткостью механических характеристик β . Если регулирование происходит вниз от номинальной скорости,

$$D=\Omega_{\text{ном}}/\Omega_{\text{min}}=\Omega_{\text{ном}}/(M_{\text{ном}}[S]_{\text{доп}}\beta). \quad (5.35)$$

При заданной максимально допустимой статической погрешности привода диапазон регулирования полностью определяется жесткостью механических характеристик.

В разомкнутом приводе жесткость механических характеристик невелика и диапазон регулирования скорости составляет только 5—10. Для расширения диапазона регулирования привод охватывается отрицательной обратной связью по скорости. В этом случае

$$\beta_{\text{зам}}=\beta_{\text{раз}}(1+K), \quad (5.36)$$

где K — общий статический коэффициент преобразования системы привода.

Наличие главной обратной связи по скорости является наиболее характерной чертой современного электропривода с большим диапазоном регулирования скорости.

Схема регулируемого электропривода представлена на рис. 5.11.

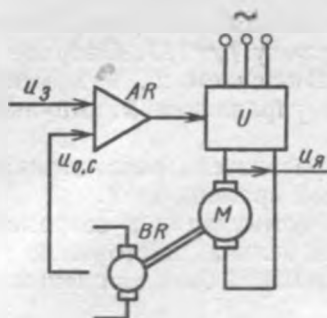


Рис. 5.11. Схема регулируемого электропривода с обратной связью по скорости

Двигатель M получает питание от силового преобразователя U . Скорость двигателя регулируется вниз от номинальной посредством изменения напряжения якоря $u_я$. На валу двигателя установлен тахогенератор BR , напряжение которого поступает на регулятор скорости AR , который может работать в качестве П- или ПИ-регулятора.

Структурная схема регулируемого электропривода представлена на рис. 5.12.

Регулируемый привод с П-регулятором скорости, имеющий передаточную функцию

$$W_p = K_p.$$

Уравнение движения привода

$$\Omega(p) = \frac{K_p K_n K_\lambda}{A(p)} u_3(p) - \frac{K_m (1 + T_\lambda p) (1 + \tau p)}{A(p)} M_c(p), \quad (5.37)$$

где $A(p) = (1 + \tau p) (T_m T_\lambda p^2 + T_m p + 1) + k$ — характеристическое уравнение системы электропривода; $K = K_p K_n K_\lambda K_\tau$ — общий статический коэффициент преобразования.

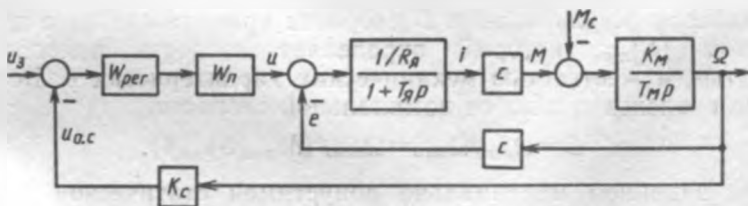


Рис. 5.12. Структурная схема регулируемого электропривода с обратной связью по скорости

В статическом режиме ($p=0$) выражение (5.37) значительно упрощается:

$$\Omega = \frac{K_p K_n K_\lambda}{1 + K} u_3 - \frac{K_m}{1 + K} M_c. \quad (5.38)$$

Статические характеристики системы привода во многом зависят от общего коэффициента преобразования K . Этот коэффициент оказывает влияние на относительное снижение скорости (статизм системы), которое определяют при номинальном моменте:

$$S = \frac{\Delta \Omega}{\Omega_0} = \frac{K_m M_{ном}}{\Omega_0 (1 + K)}. \quad (5.39)$$

Для уменьшения статизма и увеличения диапазона регулирования увеличивают общий коэффициент преобразования K , однако из ограничений по устойчивости следует:

$$K < \frac{T_m}{\tau} + \frac{T_m}{T_n} + \frac{\tau}{T_n}. \quad (5.40)$$

Таким образом, при расчете регулируемого электропривода всегда необходимо устранять противоречие между точностью и устойчивостью.

Пример 5.3. Определить общий коэффициент преобразования системы регулируемого электропривода с П-регулятором скорости, необходимый для обеспечения диапазона регулирования скорости $D=100$ при допустимой статической погрешности $[S]_{\text{доп}}=0,1$.

Технические параметры двигателя постоянного тока: $M_{\text{ном}}=40$ Н·м, $\Omega_{\text{ном}}=80$ рад/с, $K_M=0,15$ В·А/(Н·м)², $T_m=31 \cdot 10^{-3}$ с, $T_n=10 \cdot 10^{-3}$ с. Постоянная времени силового преобразователя $\tau=3 \cdot 10^{-3}$ с.

Воспользовавшись уравнением (5.39), найдем

$$K = \frac{D M_{\text{ном}} K_M}{\Omega_{\text{ном}} [S]_{\text{доп}}} - 1 = 30.$$

Исходя из условия устойчивости (5.40) $K < 13,7$. Таким образом, при значении $K=30$ система электропривода теряет устойчивость и обеспечить заданный диапазон регулирования скорости при таких параметрах привода невозможно. Поэтому необходимо либо применять корректирующие устройства, позволяющие сохранить устойчивость системы при большом значении коэффициента усиления, либо использовать другой стандартный регулятор.

Регулируемый привод с ПИ-регулятором скорости, имеющий передаточную функцию

$$W_p = K_p \frac{1 + T_p p}{T_p p}.$$

В этом случае

$$\Omega(p) = \frac{K_p K_n K_A (1 + T_p p)}{A(p)} u_s(p) - \frac{K_m T_p p (1 + T_n p) (1 + \tau p)}{A(p)} M_c(p), \quad (5.41)$$

где $A(p) = a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0$; здесь $a_4 = T_m T_n T_p \tau$; $a_3 = T_p T_m \times (T_p + \tau)$; $a_2 = T_p (T_m + \tau)$; $a_1 = T_p (1 + k)$; $a_0 = K_p K_n K_A K_{\tau\tau} = K$.

В статическом режиме, т. е. при $p=0$, из выражения (5.41) следует, что $\Delta\Omega \rightarrow 0$. Это означает, что жесткость статических механических характеристик электропривода с ПИ-регулятором скорости бесконечно велика и диапазон регулирования привода должен стремиться к бесконечности.

Включение интегрирующего звена в прямой тракт преобразования замкнутой системы привода делает систему астатической. В астатических системах (в системах с астатизмом первого порядка) статическая погрешность, вызванная постоянным моментом сопротивления, стремится к нулю.

Для определения численного значения диапазона регулирования скорости следует применять уточненную передаточную функцию ПИ-регулятора (см. табл. 5.6).

В этом случае снижение скорости при номинальной нагрузке

$$\Delta\Omega_{\text{ном}} = \frac{K_m (K_p + K_{\text{вх}})}{K_y K_p K_n K_A K_{\tau\tau}} M_{\text{ном}}. \quad (5.42)$$

Пример 5.4. Определить минимальную частоту вращения и диапазон регулирования привода (см. пример 5.3), в котором применен ПИ-регулятор скорости. Дополнительные данные, необходимые для расчета: $K_A=2$ рад/(В·с); $K_n=10$; $K_p=5$; $K_{\tau\tau}=$

$=0,125 \text{ В/(рад}\cdot\text{с)}$. Операционный усилитель ПИ-регулятора имеет коэффициент усиления $K_y=50\cdot 10^3$ и $K_{\text{от}}\approx 1$.

По выражению (5.42) определим снижение скорости при номинальной нагрузке в области очень низких скоростей $\Delta\Omega_{\text{ном}}=0,8\cdot 10^{-3} \text{ рад/с}$. Исходя из заданной статической погрешности найдем минимальную скорость привода

$$\Omega_{\text{min}} = \frac{\Delta\Omega_{\text{ном}}}{[S]_{\text{доп}}} = 0,8\cdot 10^{-3} \text{ рад/с или } n_{\text{min}} \approx 0,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Если считать, что номинальная частота вращения двигателя $n_{\text{ном}}=1000 \text{ мин}^{-1}$, то ПИ-регулятор скорости позволяет создать привод с диапазоном регулирования $D\approx 12\ 500$.

Система подчиненного регулирования

Система подчиненного регулирования представляет собой многоконтурную систему с каскадным включением регуляторов. Число регуляторов и контуров регулирования равно числу регулируемых параметров. Название системы объясняется тем, что выходной сигнал регулятора, включенного во внешний контур, является задающим для регулятора, включенного во внутренний контур, т. е. один регулятор подчинен другому. Регуляторы настраивают независимо и последовательно от внутреннего контура к внешнему.

Система подчиненного регулирования привода постоянного тока (рис. 5.13) содержит основной контур регулирования скорости (сигнал

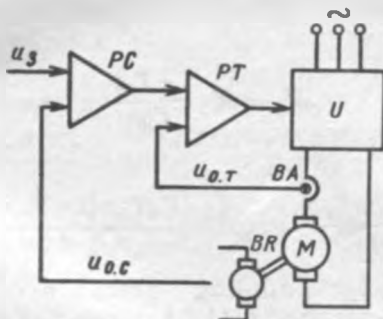


Рис. 5.13. Схема регулируемого привода, выполненного по системе подчиненного регулирования

обратной связи $u_{о.с}$ по скорости) и внутренний, подчиненный контур регулирования силы тока (сигнал обратной связи $u_{о.т}$ по току). Двигатель постоянного тока M с независимым возбуждением питается от тиристорного преобразователя U и регулируется по цепи якоря. Сигнал обратной связи по току снимается с датчика тока BA , включенного в цепь якоря двигателя, и поступает на регулятор силы тока PT .

Обратная связь по скорости осуществляется с помощью тахогенератора BR , напряжение которого подается на вход регулятора скорости PC . На этот же регулятор подается управляющее (задающее) напряжение $u_з$.

Система подчиненного регулирования отличается высокой степенью стандартизации и унификации структуры и элементов привода, что значительно упрощает его изготовление, наладку и ремонт.

В регулируемом электроприводе станков чаще всего применяют ПИ-регуляторы в контуре тока и контуре скорости. Такие системы привода называют двукратно интегрирующими. Они обеспечивают широ-

кий диапазон регулирования и малую статическую погрешность при возмущении по моменту сопротивления.

Настройка ПИ-регулятора тока на технический оптимум. При стандартной настройке контура тока обычно пренебрегают внутренней обратной связью по ЭДС (штриховая линия на рис. 5.14). Это пренебрежение справедливо, если электромагнитная и электромеханическая постоянные двигателя значительно превосходят постоянную времени силового преобразователя.

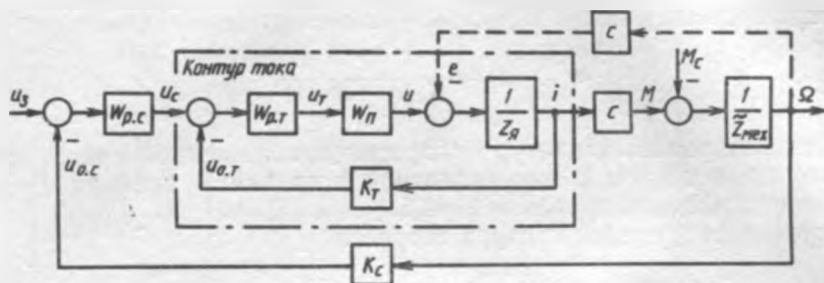


Рис. 5.14. Структурная схема системы подчиненного регулирования

Объект регулирования контура тока представляет собой тиристорный преобразователь и цепь якоря двигателя и состоит из двух последовательно включенных апериодических звеньев с постоянными времени τ и T_a . При этом считается, что $T_a \gg \tau$. Задача ПИ-регулятора тока заключается в компенсации большой постоянной времени объекта регулирования. Параметры регулятора выбирают следующим образом:

$$T_{p.t} = T_a, \quad K_{p.t} = \frac{T_a R_a}{2\tau K_m K_T}. \quad (5.43)$$

При этом передаточная функция контура тока

$$W_{k.t}(p) = \frac{1}{K_T(2\tau^2 p^2 + 2\tau p + 1)} \approx \frac{1}{K_T(1 + 2\tau p)}. \quad (5.44)$$

Настройка на технический оптимум придает контуру тока динамические свойства, близкие к свойствам звена первого порядка с удвоенной малой постоянной времени.

Настройка ПИ-регулятора скорости на симметричный оптимум. Предварительно выполнена настройка ПИ-регулятора тока и передаточная функция оптимизированного контура тока выражается уравнением (5.44) и соответствует апериодическому звену с постоянной времени 2τ . Объект регулирования контура скорости содержит большую постоянную времени T_m , которая должна быть скомпенсирована регулятором скорости.

При стандартной настройке на симметричный оптимум параметры ПИ-регулятора скорости выбирают таким образом:

$$T_{p.c} = 8\tau; \quad K_{p.c} = \frac{cK_T T_m}{4\tau K_c R_a}. \quad (5.45)$$

В этом случае передаточная функция контура скорости

$$W_{k.c}(d) = \frac{1 + 2d}{K_c(d^2 + 2d^2 + 2d + 1)} = \frac{1 + 2d}{K_c(1 + d)(d^2 + d + 1)}, \quad (5.46)$$

где $d = 4\tau p$ — безразмерный оператор дифференцирования.

Переходная функция при внезапном приложении нагрузки

$$\Delta\Omega(t^*) = \frac{4\tau}{J} [e^{-2t^*} + 2e^{-t^*} \sin \varphi] \times M_c, \quad (5.50)$$

где $t^* = t/(8\tau)$; $\varphi = \sqrt{3} t^* - \pi/6$.

Максимальное снижение скорости (провал скорости) при $M = M_{\text{ном}}$

$$\Delta\Omega_{\text{max}} \approx 3,6 \tau M_{\text{ном}}/J. \quad (5.51)$$

Электромеханическую систему подчиненного регулирования методом переменных состояний (рис. 5.17) анализируют в предположении,

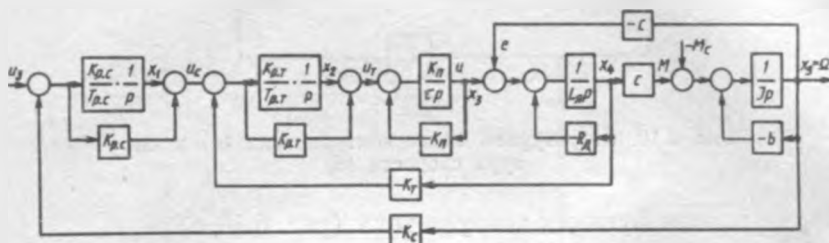


Рис. 5.17. Структурная схема привода при анализе методом переменных состояний

что механическая система привода обладает бесконечно большой жесткостью, а вся инерционность электромеханической системы сосредоточена на валу двигателя в виде приведенного момента инерции J . Трение в механической системе учитывают с помощью коэффициента b .

Переменные состояния регулируемого привода: x_1 — интегральная составляющая ПИ-регулятора скорости; x_2 — интегральная составляющая ПИ-регулятора тока; $x_3 = u$ — выходное напряжение силового преобразователя; $x_4 = i$ — сила тока якоря двигателя; $x_5 = \Omega$ — угловая скорость вращения вала двигателя.

Уравнение состояния:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & A_{15} \\ A_{21} & 0 & 0 & A_{24} & A_{25} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} \\ 0 & 0 & A_{43} & A_{44} & A_{45} \\ 0 & 0 & 0 & A_{54} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & 0 \\ B_{21} & 0 \\ B_{31} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & B_{52} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_s \\ M_c \end{bmatrix}, \quad (5.52)$$

где $A_{15} = K_c K_{p.c}/T_{p.c}$; $A_{21} = K_{p.r}/T_{p.r}$; $A_{24} = -K_{\tau} K_{p.r}/T_{p.r}$; $A_{25} = -K_c K_{p.c} K_{p.r}/T_{p.r}$; $A_{31} = K_{\pi} K_{p.r}/\tau$; $A_{32} = K_{\pi} \tau$; $A_{33} = -1/\tau$; $A_{34} = -K_{\tau} K_{p.r} K_{\pi}/\tau$; $A_{35} = -K_c K_{p.c} K_{p.r} K_{\pi}/\tau$; $A_{43} = 1/L_{\alpha}$; $A_{44} = -R_{\alpha}/L_{\alpha}$; $A_{45} = -c/L_{\alpha}$; $A_{54} = c/J$; $A_{55} = -\beta/J$; $B_{11} = K_{p.c}/T_{p.c}$; $B_{21} = K_{p.c} K_{p.r}/T_{p.r}$; $B_{31} = -K_{p.c} K_{p.r} K_{\pi}/\tau$; $B_{52} = -1/J$.

Решение уравнения (5.52) численными методами позволяет найти вектор переменных состояния $X(t)$, т. е. определить изменение всех переменных состояний системы подчиненного регулирования во времени при произвольных внешних воздействиях $u_s(t)$ и $M_c(t)$.

Анализ многомассовых электромеханических систем регулируемого привода

Рассмотрим регулируемый электропривод, выполненный по системе подчиненного регулирования и включающий в себя многомассовую механическую систему.

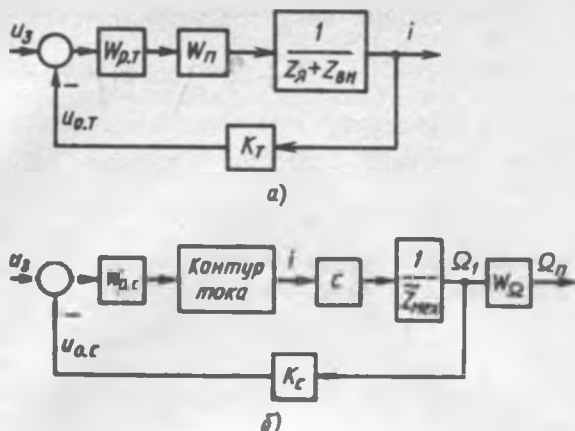


Рис. 5.18. Структурная схема контура тока (а) и контура скорости (б)

Передаточная функция контура тока (рис. 5.18, а)

$$W_{к.т}(p) = \frac{1}{K_t + (Z_a + Z_{bn}) W_{p.r}^{-1} W_n^{-1}}. \quad (5.53)$$

Передаточная функция контура скорости (рис. 5.18, б), в котором обратная связь осуществляется по скорости вала двигателя с помощью встроенного тахогенератора (подобную систему применяют в большинстве станочных приводов), имеет вид

$$W_{к.с}(p) = \frac{\Omega_1(p)}{u_3(p)} = \frac{Z_{bn}}{K_c Z_{bn} + c W_{p.c}^{-1} W_{t.r}^{-1}}. \quad (5.54)$$

Передаточная функция по скорости выходного вала эквивалентной расчетной схемы привода

$$\hat{W}_{к.с}(p) = \frac{\Omega_n(p)}{u_3(p)} = W_{к.с}(p) W_{\Omega}(p), \quad (5.55)$$

где $W_{\Omega}(p)$ определяют по формуле (5.23).

Регулируемый привод главного движения

В приводе главного движения реализуют двухзонное регулирование. Для регулирования с постоянным максимально допустимым моментом изменяют напряжение на якоре двигателя постоянного тока при неизменном возбуждении так же, как это делается в приводе подачи. Угловая скорость при этом регулируется вниз от номинала, и диапазон регулирования может быть достаточно большим.

Регулирование с постоянной максимально допустимой мощностью осуществляют путем изменения силы тока возбуждения при неизменном напряжении на якоре. При этом скорость вращения изменяется вверх от номинальной в небольшом диапазоне, который определяется коммутационными возможностями двигателей постоянного тока. В специальных «шпиндельных» двигателях этот диапазон доведен до 10 : 1.

Привод главного движения имеет два тиристорных преобразователя, один для питания цепи якоря, другой для цепи возбуждения. Напряжение на якоре и поток возбуждения можно регулировать не-

зависимо от двух автономных задатчиков. Однако при этом могут возникнуть нежелательные режимы работы, такие, например, как пуск при пониженном возбуждении.

При зависимом управлении магнитный поток остается номинальным до тех пор, пока скорость двигателя меньше основной. Затем повышение угловой скорости обеспечивается за счет ослабления магнитного потока. Схема управления имеет только один задатчик скорости общий на обе зоны регулирования. Система управления напряжением якоря имеет замкнутый контур по скорости двигателя с регулятором скорости PC и подчиненный ему контур тока с регулятором тока PT (рис. 5.19, а).

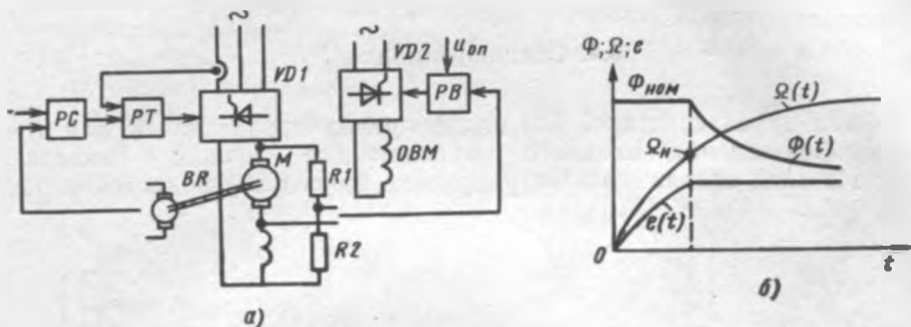


Рис. 5.19. Схема (а) и графики (б) пуска до скорости, превышающей номинальную, привода с двухзонным регулированием

Входная цепь привода обычно имеет задатчик интенсивности, ограничивающий скорость нарастания управляющего сигнала. Это необходимо во избежание резких изменений силы тока при больших напряжениях, поскольку медленно нарастающая ЭДС двигателя не может обеспечить эффективное ограничение по току.

Система управления током возбуждения связана с системой управления напряжением якоря через ЭДС двигателя. Поскольку ЭДС связана с магнитным потоком и скоростью ($e = k\Phi\Omega$), стабилизация ЭДС во второй зоне приводит к тому, что магнитный поток двигателя изменяется обратно пропорционально угловой скорости. Сигнал, пропорциональный ЭДС, снимается с диагонали тахометрического моста, образованного якорем двигателя, обмоткой дополнительных полюсов ДП и резисторами $R1$ и $R2$.

Сигнал, пропорциональный ЭДС двигателя, подается на ПИ-регулятор возбуждения PB , включающий нелинейный элемент, и далее через СИФУ-2 управляет работой тиристорного преобразователя, питающего обмотку возбуждения двигателя.

Кроме сигнала, пропорционального ЭДС двигателя, на вход регулятора PB подается опорное напряжение, соответствующее номинальной скорости привода. До тех пор, пока угловая скорость меньше номинальной, регулятор PB находится в насыщении и по обмотке возбуждения протекает номинальная сила тока. При больших скоростях регулятор вступает в работу и начинает уменьшать поток возбуждения двигателя. Совместное действие регулятора скорости и регулятора возбуждения приводит к тому, что во второй зоне регулирования ЭДС все время остается неизменной. На рис. 5.19, б показаны графики изменения угловой скорости вращения, магнитного потока и ЭДС при-

вода главного движения с двухзонным регулированием при разгоне до скорости, превышающей номинальную. В первой зоне регулирования за счет изменения напряжения на якоре двигателя ЭДС возрастает при неизменном потоке. Во второй зоне регулируется сила тока в обмотке возбуждения, при этом стабилизируется ЭДС, а магнитный поток уменьшается.

Расчет динамики привода в первой зоне был подробно рассмотрен при описании регулируемого привода подачи. Во второй зоне регулирования структура привода является существенно нелинейной. Это практически исключает сколько-нибудь точное аналитическое решение и решение осуществляют численным методом.

5.4. Следящий привод

Общая характеристика. Следящий привод предназначен для точного воспроизведения входного управляющего сигнала в станках с ЧПУ. На вход следящего электропривода (рис. 5.20) подается управ-

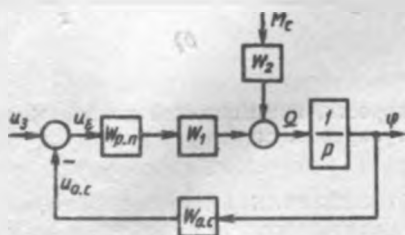


Рис. 5.20. Структурная схема следящего привода

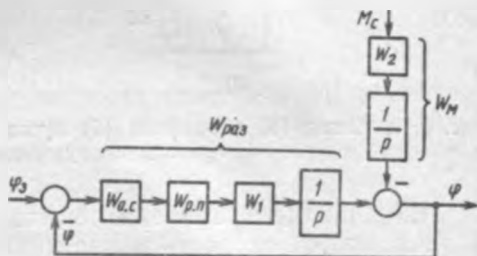


Рис. 5.21. Преобразованная структурная схема следящего привода

ляющий сигнал u_z , который несет информацию о заданном перемещении. Этот сигнал сравнивается с сигналом цепи обратной связи $u_{о.с.}$, информационно связанным с реальным перемещением φ вала двигателя, через динамическую цепь обратной связи с передаточной функцией $W_{о.с.}$.

Разность $u_э = u_z - u_{о.с.}$ сигналов пропорциональна разности заданного φ_z и фактического φ положения исполнительного вала привода, которое определяется с помощью измерительного преобразователя перемещения. Сигнал рассогласования поступает на регулятор положения и далее на регулируемый привод, который работает в сторону уменьшения рассогласования. Непрерывное устранение рассогласования и является характерной особенностью следящего электропривода. Структурно следящий привод отличается от регулируемого наличием контура обратной связи по перемещению. Скорость электродвигателя в таком приводе пропорциональна рассогласованию.

Основной характеристикой следящего электропривода является погрешность положения $\varepsilon = \varphi_z - \varphi$. Погрешность углового положения вала двигателя легко может быть пересчитана на линейную погрешность положения исполнительного органа станка.

Следящий привод анализируют по преобразованной структурной схеме (рис. 5.21), в которой обратная связь приведена к единичной.

Угол поворота вала двигателя

$$\varphi(p) = \frac{W_{p\alpha\beta}(p)}{1 + W_{p\alpha\beta}(p)} \varphi_3(p) - \frac{W_{p\alpha\beta}(p)}{1 + W_{p\alpha\beta}(p)} M_c(p). \quad (5.56)$$

Погрешность следящего привода

$$\varepsilon(p) = \frac{1}{1 + W_{p\alpha\beta}(p)} \varphi_3(p) + \frac{W_m(p)}{1 + W_{p\alpha\beta}(p)} M_c(p), \quad (5.57)$$

где $W_{p\alpha\beta} = W_{o.c} W_{p.n} W_1/p$ — передаточная функция разомкнутой цепи следящего привода; $W_m = W_2(1/p)$; $W_1(p) = W_{к.с}/A(p)$ — передаточная функция контура скорости по управляющему воздействию; $W_2(p) = K_m B(p)/A(p)$ — передаточная функция контура скорости по возмущению, моменту сил сопротивления; здесь $A(p) = a_n p^n + \dots + 1$; $B(p) = b_m p^m + \dots + 1$ при $m \leq n$.

В частном случае, когда $W_{o.c} = K_{д.п}$ и в системе следящего привода применен П-регулятор положения ($W_{p.n} = K_{p.n}$),

$$\varphi(p) = \frac{K}{pA(p) + K} \varphi_3(p) - \frac{K_m B(p)}{pA(p) + K} M_c(p); \quad (5.58)$$

$$\varepsilon(p) = \frac{pA(p)}{pA(p) + K} \varphi_3(p) + \frac{K_m B(p)}{pA(p) + K} M_c(p), \quad (5.59)$$

где $K = K_{д.п} K_{p.n} K_{к.с}$ — коэффициент преобразования разомкнутой цепи следящего привода.

Формула (5.59) позволяет определить погрешность следящего привода при произвольном задающем воздействии φ_3 и произвольном возмущении M_c . Если следящий привод должен отрабатывать сигнал, изменяющийся с постоянной скоростью, т. е. если $p\varphi_3 = \Omega_3 = \text{const}$, то погрешность следящего привода

$$\varepsilon(p) = \frac{A(p)}{pA(p) + K} \Omega_3(p) + \frac{K_m B(p)}{pA(p) + K} M_c(p). \quad (5.60)$$

Первый член в выражении (5.60) представляет собой скоростную погрешность следящего привода, второй — моментную погрешность. В установившемся режиме слежения, когда $p=0$ и $A(p)=B(p)=1$,

$$\varepsilon_{уст} = 1/(K\Omega_3) + K_m/(KM_c). \quad (5.61)$$

Отношение заданной скорости следящего привода к установившейся погрешности называют *добротностью* привода по скорости, или просто добротностью. Добротность по скорости равна общему статическому коэффициенту преобразования разомкнутой системы следящего привода:

$$D_\Omega = \Omega_3/\varepsilon_{уст} = K.$$

Добротность по моменту

$$D_M = M_c/\varepsilon_{уст} = K/K_m.$$

Для уменьшения установившейся погрешности необходимо увеличивать добротность системы. Однако большие значения K могут привести к потере устойчивости. Критическое значение добротности зависит от коэффициентов характеристического уравнения.

Следящий электропривод при абсолютно жестких механических передачах

Математическое описание следящего электропривода при стандартных настройках регуляторов. Следящий привод выполнен по системе подчиненного регулирования с П-регулятором положения. ПИ-регулятор тока настроен на технический оптимум, ПИ-регулятор скорости — на симметричный. В этом случае математическое описание следящего привода соответствует выражениям (5.58) и (5.60), где $K = D_0 = K_{д.п} K_{р.п} / K_c$; $K_m = 4\tau / J$; $A(p) = 64\tau^3 p^3 + 32\tau^2 p^2 + 8\tau p + 1$; $B(p) = p(1 + 2\tau p)$.

Динамические свойства следящего привода определяются характеристическим уравнением

$$M(p) = pA(p) + K = 64\tau^3 p^4 + 32\tau^2 p^3 + 8\tau p^2 + p + D_0 = 0.$$

Из условий устойчивости

$$D_0 < 3/(16\tau). \quad (5.62)$$

Из этих условий и заданного запаса устойчивости по модулю β находят коэффициент преобразования регулятора положения

$$K_{р.п} = \frac{3}{16} \frac{K_c}{\beta \tau K_{д.п}}.$$

Амплитудно-частотная характеристика следящего привода

$$|W(j\nu)| = \frac{D_0'}{\sqrt{(\nu^4 - 2\nu^2 + D_0')^2 + (\nu - 2\nu^3)^2}}, \quad (5.63)$$

где $\nu = 4\tau\omega$ — относительная частота; $D_0' = 4\tau D_0$.

На рис. 5.22 изображены амплитудно-частотные характеристики следящего электропривода, построенные при нескольких значениях добротности D_0' .

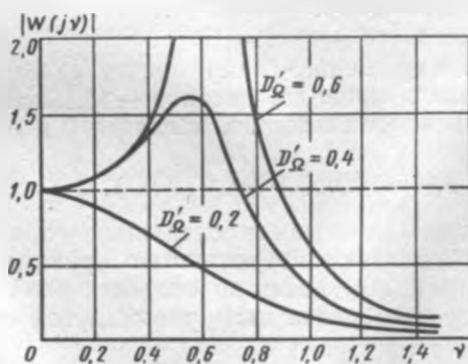


Рис. 5.22. АЧХ следящего привода

Математическое описание следящего электропривода при произвольной настройке регуляторов. Когда стандартные настройки контура скорости не приводят к эффективным результатам или когда стандартные ограничения в реальной системе не оправдываются и компенсации больших постоянных времени не происходит, необходимо анализировать все три контура системы: контур тока, скорости и положения.

Передаточную функцию контура тока $W_{к.т}$ определяют по выражению (5.53), где

$$Z_n + Z_{вн} = R_n \frac{T_m T_{п.т} p^2 + T_m p + 1}{T_m p};$$

$$W_{р.т}^{-1} = \frac{1}{K_{р.т}} \frac{T_{р.т} p}{1 + T_{р.т} p};$$

Передаточные функции контура скорости:

$$W_1 = \frac{W_{раз.с}}{1 + K_c W_{раз.с}};$$

$$W_2 = \frac{Y_{мех}}{1 + K_c W_{раз.с}};$$

где $W_{раз.с}$ — передаточная функция разомкнутой системы,

$$W_{раз.с} = c W_{р.с} W_{к.т} Y_{мех}; \quad Y_{мех} = K_m / (T_m p);$$

$$W_{р.с} = K_{р.с} (1 + T_{р.с} p) / (T_{р.с} p).$$

Передаточные функции следящего привода по углу поворота вала двигателя и погрешности определяют по формулам (5.56) и (5.57), где необходимо принять $W_{о.с} = K_{к.п}$; $W_{р.п} = K_{р.п}$ (Π — регулятор положения).

Следящий электропривод с многомассовой механической системой

Качество следящей системы и конструкция первичного измерительного преобразователя перемещения во многом зависят от его расположения в кинематической цепи привода. Наиболее достоверная информация о перемещении может быть получена, если измерительный преобразователь ИП непосредственно связан с исполнительным элементом привода станка или промышленного робота. Однако при этом цепью обратной связи охвачены зазоры и упругости элементов механической передачи, что может привести к появлению автоколебаний в системе электропривода.

Более простым с конструктивной точки зрения вариантом является расположение датчика обратной связи на ходовом винте или другом промежуточном элементе кинематической цепи. В этом случае используют более компактный угловой измерительный преобразователь, однако часть кинематической цепи оказывается не охваченной обратной связью, что увеличивает суммарную статическую погрешность следящего привода.

И наконец, самым простым, но и наименее точным способом осуществления обратной связи является расположение измерительного преобразователя на валу исполнительного электродвигателя следящего привода.

Наиболее простая модель, охватывающая все три варианта обратной связи по положению, представляет собой трехмассовую механическую систему (рис. 5.23).

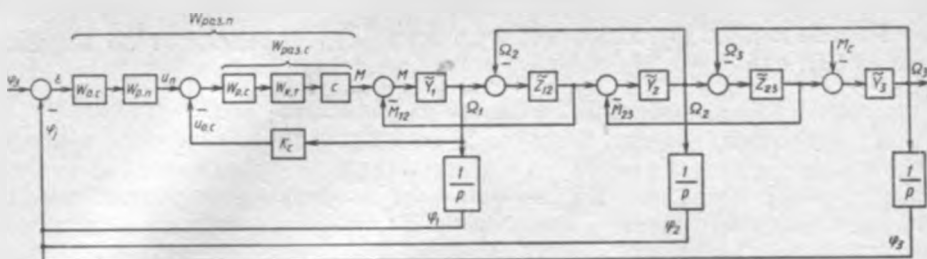


Рис. 5.23. Структурная схема привода с трехмассовой механической системой

Электрохимическая система следящего привода описывается уравнением

$$\left(\begin{bmatrix} Q_{11} + p & 0 & 0 \\ Q_{21} & p & 0 \\ Q_{31} & 0 & p \end{bmatrix} + \begin{matrix} \uparrow j=2 \\ \begin{bmatrix} R_{11} & 0 & 0 \\ R_{21} & 0 & 0 \\ R_{31} & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \downarrow j=3 \end{matrix} \right) \begin{bmatrix} \varphi_1(p) \\ \varphi_2(p) \\ \varphi_3(p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{11} - \bar{W}_{12} \\ R_{21} - \bar{W}_{22} \\ R_{31} - \bar{W}_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_3(p) \\ M_c(p) \end{bmatrix}, \quad (5.64)$$

где $Q_{k1} = \bar{W}_{k1} K_c W_{paz,c} p$; $R_{k1} = \bar{W}_{k1} W_{paz}$; $W_{paz,c} = c W_{k,r} W_{p,c}$ — передаточная функция разомкнутого контура скорости; $W_{paz} = W_{paz,c} W_{0,c} W_{p,n}$ — передаточная функция разомкнутого контура положения; $\bar{W}_{k1}$; $\bar{W}_{k2}$ — передаточные функции механической системы по моменту M двигателя и моменту сопротивления M_c .

Структура правой части матрицы в круглых скобках переменна. Она имеет ненулевые элементы только в одном столбце, соответствующем условному номеру обратной связи. При $j=1$ (обратная связь с вала двигателя) все ненулевые элементы расположены в первом столбце. При $j=2$ (обратная связь с промежуточного вала) или $j=3$ (обратная связь с конечного звена) ненулевые элементы перемещаются соответственно во второй или третий столбец. Освободившиеся столбцы при этом заполняются нулями.

Решают систему (5.64) численными методами в частотной области. Для этого необходимо во всех операторных выражениях заменить p на $j\omega$, т. е. перейти от передаточных функций к частотным характеристикам, а затем решать систему (5.64) для каждого конкретного значения частоты ω . При этом можно использовать стандартные методы численного решения системы алгебраических уравнений. В результате будут получены АФЧХ следящего привода по всем трем углам поворота с учетом варианта обратной связи по положению, по которым можно судить о динамических характеристиках следящего привода.

Характеристики следящего привода

Основой следящего электропривода подачи большинства станков с ЧПУ является типовой комплектный электропривод, регулируемый по скорости (контур скорости). Комплектные регулируемые электроприводы обладают хорошими техническими характеристиками: широким диапазоном регулирования скорости, высоким быстродействием, необходимым качеством переходных процессов. Такой привод является самостоятельным изделием. В станках с ЧПУ регулируемый привод дорабатывают до следящего: обеспечивают цепь обратной связи по положению и вводят П-регулятор положения.

Контур скорости обладает свойствами динамического звена второго порядка и имеет передаточную функцию

$$W_{к.с}(p) = \frac{K_{к.с} \omega_{к.с}^2}{p^2 + 2\xi_{к.с} \omega_{к.с} p + \omega_{к.с}^2}, \quad (5.65)$$

где $\omega_{к.с}$ — резонансная частота; $\xi_{к.с}$ — коэффициент демпфирования; $K_{к.с}$ — статический коэффициент преобразования контура скорости.

Передаточная функция по углу поворота

$$W_{\varphi}(p) = \frac{\varphi(p)}{\Omega_s(p)} = \frac{\omega_{к.с}^2 D}{p^2 + 2\xi_{к.с} \omega_{к.с} p + \omega_{к.с}^2 p + \omega_{к.с}^2 D} \quad (5.66)$$

и по погрешности следящего привода

$$W_{\varepsilon}(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\Omega_s(p)} = \frac{p^2 + 2\xi_{к.с} \omega_{к.с} p + \omega_{к.с}^2}{p^2 + 2\xi_{к.с} \omega_{к.с} p + \omega_{к.с}^2 p + \omega_{к.с}^2 D}, \quad (5.67)$$

где D — добротность следящего привода, $D = K_{д.п} K_{р.п} K_{к.с}$.

Максимально допустимое значение добротности по условиям устойчивости следящего привода

$$D_{\max} \leq 2\xi_{к.с} \omega_{к.с}. \quad (5.68)$$

В реальных условиях привод должен иметь необходимый запас устойчивости и добротность должна быть снижена:

$$D = \eta 2\xi_{к.с} \omega_{к.с}, \quad (5.69)$$

где $\eta = D/D_{\max}$ — относительная добротность.

Отметим, что добротность следящего привода прямо пропорциональна собственной частоте и коэффициенту демпфирования контура скорости. Относительная добротность η представляет собой величину, обратную запасу устойчивости следящего привода по модулю, и должна находиться в пределах $0,25 \leq \eta \leq 0,4$.

Запас устойчивости по фазе

$$\gamma_c = \arctg \frac{1}{2\xi_{к.с}} \left(\frac{1}{v_c} - v_c \right), \quad (5.70)$$

где v_c — частота среза, которую находят из уравнения

$$4\xi_{к.с}^2 (v_c^4 - \eta^2) + (v_c - v_c^3)^2 = 0. \quad (5.71)$$

Зависимости $v_c(\eta)$ и $\gamma_c(\eta)$, построенные при различных значениях коэффициента демпфирования $\xi_{к.с}$, представлены на рис. 5.24. Уменьшение коэффициента демпфирования контура скорости повышает запас устойчивости по фазе следящего привода. С этой точки зрения более высокую колебательность комплектного регулируемого привода можно считать полезной.

Относительная полоса пропускания следящего привода $\gamma_n = \omega_n / \omega_{к.с}$ является функцией двух параметров: коэффициента демпфирования контура скорости $\xi_{к.с}$ и относительной добротности η :

$$\xi_{к.с} = \frac{1}{2} \frac{v_n - v_n^3}{2 \sqrt{2\eta^2 - (v_n^2 - \eta)^2}}. \quad (5.72)$$

При относительной добротности $\eta \approx 0,4$ полоса пропускания следящего привода близка к собственной частоте контура скорости (точка А на рис. 5.25). Зависимость полосы пропускания от $\xi_{к.с}$ весьма слабая,

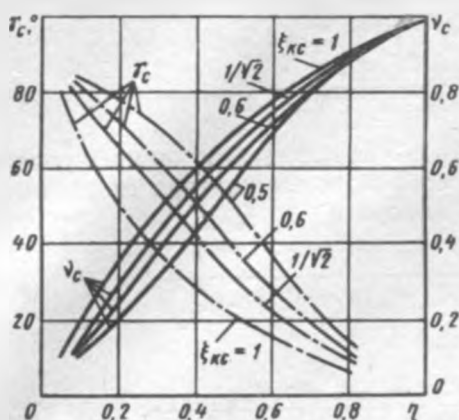


Рис. 5.24. Частота среза ν_c и запас устойчивости по фазе следящего привода при различных значениях $\xi_{к.с}$

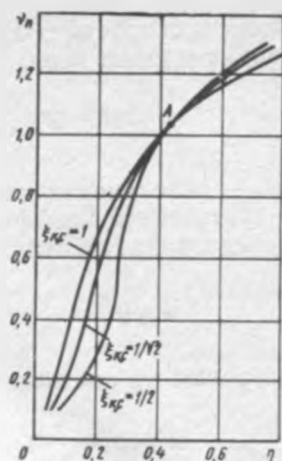


Рис. 5.25. Зависимость полосы пропускания следящего привода от коэффициента демпфирования регулируемого привода и относительной добротности

что позволяет при приближенном определении полосы пропускания принять некоторое среднее значение коэффициента демпфирования контура скорости $\xi_{к.с} = 1/\sqrt{2}$. В этом случае

$$\nu_n^3 - \sqrt{2}\nu_n^2 + \nu_n - \sqrt{2}\eta = 0.$$

При увеличении относительной добротности следящего электропривода его полоса пропускания увеличивается. Приближенно можно считать $\nu_n \approx 2,5\eta$.

Амплитудно-частотная характеристика следящего привода по углу поворота вала двигателя

$$|W_\Phi(j\nu)| = \frac{2\eta\xi_{к.с}}{\sqrt{4\xi_{к.с}^2(\eta - \nu^2)^2 + (\nu - \nu^3)^2}}. \quad (5.73)$$

Семейство частотных характеристик следящего привода (при различных $\xi_{к.с}$) представлено на рис. 5.26. По мере увеличения $\xi_{к.с}$ резонансный пик на частотной характеристике увеличивается.

Показатель колебательности M следящего привода может быть найден как максимум АЧХ, который наступает при частоте

$$\nu_{max} = \sqrt{\frac{1}{3} \left[2(1 - 2\xi_{к.с}^2) + \sqrt{4(1 - 2\xi_{к.с}^2) + 3(8\xi_{к.с}^2\eta - 1)} \right]}. \quad (5.74)$$

С точностью, достаточной для практических целей, показатель колебательности следящего привода

$$M = k_1 + k_2\xi_{к.с}, \quad (5.75)$$

где коэффициенты $k_1 = k_1(\eta)$ и $k_2 = k_2(\eta)$ являются функциями относительной добротности. Эти коэффициенты могут быть найдены по графикам, представленным на рис. 5.27, или по эмпирическим формулам:

$$k_1 = 8(\eta - 0,32)^2; \quad k_2 = -0,086 + 5,42\eta.$$

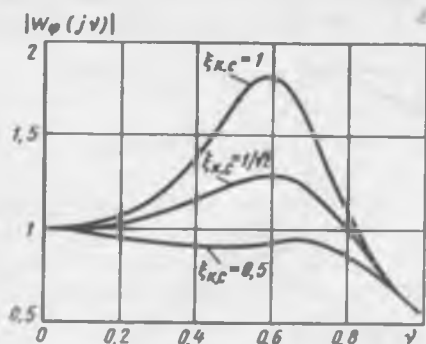


Рис. 5.26. Семейство частотных характеристик следящего привода при $\eta=0,35$

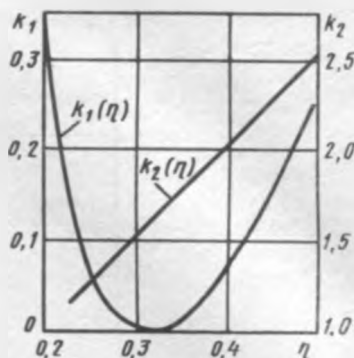


Рис. 5.27. Определение коэффициентов k_1 и k_2

В самом простом случае можно принять прямую пропорциональность $M=k_2\xi_{к.с.}$, поскольку коэффициент k_1 достаточно мал.

Таким образом, показатели качества следящего и регулируемого электропривода прямо противоположны: малая колебательность регулируемого привода (большое значение $\xi_{к.с.}$) приводит к значительной колебательности следящего, и наоборот.

Настройка следящего привода

Стандартные настройки регуляторов системы подчиненного регулирования предусматривают настройку следящего привода от внутреннего контура к внешнему. При этом не всегда удается получить оптимальные параметры привода. Более правильный (и современный) подход к проблеме заключается в одновременной настройке всех параметров электромеханической системы следящего привода. При этом настройку следует начинать не с внутреннего, а с внешнего контура, т. е. исходя из желаемой динамической характеристики следящего привода, а именно с контура положения. Далее определяют характеристики регулятора скорости и настраивают его, а уже затем настраивают контур тока.

Желаемую частотную характеристику следящего электропривода следует получать из условия неискаженного воспроизведения задания в заданной полосе частот ω_0 :

$$|W(j\omega)|=K=\text{const при } 0<\omega\leq\omega_0;$$

$$|W(j\omega)|=0 \text{ при } \omega>\omega_0.$$

Такая характеристика соответствует идеальному фильтру нижних частот (рис. 5.28). В реальных технических системах возможна только аппроксимация идеальной частотной характеристики.

Настройка параметров следящего привода по Баттерворту обеспечивает соответствие передаточной функции следящего привода по углу поворота вала двигателя передаточной функции фильтра Баттерворта третьего порядка:

$$W(p) = \frac{\omega_0^3}{p^3 + 2\omega_0 p^2 + 2\omega_0^2 p + \omega_0^3}. \quad (5.76)$$

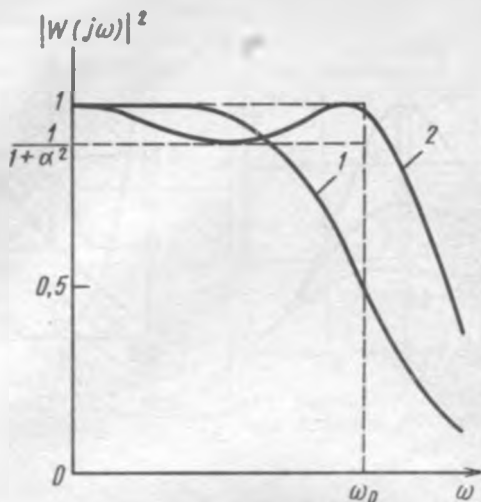


Рис. 5.28. Аппроксимация частотной характеристики идеального фильтра нижних частот полиномам Баттерворта (кривая 1) и Чебышева (кривая 2)

Передаточная функция контура скорости соответствует выражению (5.65), передаточная функция следящего привода — выражению (5.66). Сравнение (5.66) с (5.76) позволяет определить необходимые параметры контура скорости:

$$\omega_{к.с} = \sqrt{2}\omega_0; \quad \xi_{к.с} = 1/\sqrt{2}$$

и добротность следящего привода $D = \omega_0/2$. При этих параметрах передаточная функция по углу поворота вала двигателя

$$W_\varphi(d) = \frac{\varphi(d)}{\varphi_s(d)} = \frac{1}{(1+d)(1+d+d^2)} \quad (5.77)$$

и по погрешности

$$W_\varepsilon(d) = \frac{\varepsilon(d)}{\varphi_s(d)} = \frac{(2+2d+d^2)d}{(1+d)(1+d+d^2)}, \quad (5.78)$$

где $d = p/\omega_0$ — безразмерный оператор дифференцирования.

Угол поворота и погрешность следящего привода при ступенчатом изменении задания могут быть определены по следующим формулам:

$$\varphi(t^*) = \varphi_s \left[1 - \frac{2}{3} \sqrt{3} e^{-t^*} \sin \sqrt{3} t^* - e^{-2t^*} \right]; \quad (5.79)$$

$$\varepsilon(t^*) = \varphi_s \left[\frac{2}{3} \sqrt{3} e^{-t^*} \sin \sqrt{3} t^* + e^{-2t^*} \right], \quad (5.80)$$

где $t^* = 2\omega_0 t$ — безразмерное время.

Если от задания по углу перейти к заданию по скорости $\Omega_s(d) = \omega_0 d \varphi_s(d)$, то передаточные функции по углу поворота вала и погрешность следящего привода будут иметь вид:

$$\varphi(d) = \frac{1}{\omega_0} \frac{1}{d(1+d)(1+d+d^2)} \Omega_s(d); \quad (5.81)$$

$$\varepsilon(d) = \frac{1}{\omega_0} \frac{2+2d+d^2}{(1+d)(1+d+d^2)} \Omega_s(d). \quad (5.82)$$

Переходный процесс при изменении задания с постоянной скоростью $\varphi_*(t^*) = \Omega_3 t^*$; $\Omega_3 = \text{const}$ (движение с постоянной подачей) можно описать следующими выражениями:

$$\Phi(t^*) = \frac{\Omega_3}{\omega_0} \left[t^* - 2 + \frac{2}{3} \sqrt{3} e^{-t^*} \sin \left(\sqrt{3} t^* + \frac{\pi}{3} \right) + e^{-2t^*} \right]; \quad (5.83)$$

$$\varepsilon(t^*) = \frac{\Omega_3}{\omega_0} \left[2 + \frac{2}{3} \sqrt{3} e^{-t^*} \sin \left(\sqrt{3} t^* - \frac{2\pi}{3} \right) - e^{-2t^*} \right]. \quad (5.84)$$

После окончания переходного процесса погрешность привода стабилизируется и становится равной $\varepsilon_{\text{уст}} = 2\Omega_3/\omega_0$.

Амплитудно-частотная характеристика оптимизированного следящего электропривода (кривая 1 на рис. 5.28) имеет вид

$$|W_\Phi(j\nu)| = \frac{1}{\sqrt{1+\nu^4}}. \quad (5.85)$$

Амплитудно-фазочастотная характеристика

$$W_\Phi(j\nu) = \frac{1-2\nu^2}{1+\nu^4} + j \frac{\nu(2-\nu^2)}{1+\nu^4}, \quad (5.86)$$

где $\nu = \omega/\omega_0$ — относительная частота.

Настройка параметров следящего привода по Чебышеву обеспечивает равноволновую аппроксимацию идеальной частотной характеристики в пределах $0 < \omega < \omega_0$ (кривая 2 на рис. 5.28). В этом случае амплитудно-частотная характеристика следящего привода

$$|W_\Phi(j\nu)| = \frac{1}{\sqrt{1+\alpha^2 T_3^2(\nu)}},$$

где $T_3 = 4\nu^3 - 3\nu$ — полином Чебышева третьего порядка; α^2 — коэффициент неравномерности, определяющий допустимые колебания аппроксимирующей характеристики.

Передаточная функция следящего привода

$$W(p) = \frac{\omega_0^3/(4\alpha)}{p^3 + A\omega_0 p^2 + B\omega_0^2 p + \omega_0^3/(4\alpha)},$$

где $A = 2 \operatorname{sh} \gamma$; $B = 2 \operatorname{sh}^2 \gamma + 0,75$, здесь $\operatorname{sh} \gamma = 0,5(\nu - 1/\nu)$,
 $\nu = \sqrt[3]{1/\alpha + \sqrt{1 + 1/\alpha^2}}$.

Параметры регулируемого электропривода при этом определяют по таким формулам:

$$\omega_{\text{к.с}} = \sqrt{B} \omega_0; \quad \xi_{\text{к.с}} = A/(2\sqrt{B}).$$

Добротность следящего привода

$$D = \omega_0/(4\alpha B).$$

Следящий привод с комбинированным управлением

Важным средством повышения точности следящего электропривода металлорежущих станков является использование принципа комбинированного управления, при котором в систему привода вводят дополнительные сигналы по управляющему и возмущающему воздействию.

Следящий электропривод (рис. 5.29, а) имеет П-регулятор положения с передаточной функцией $W_{\text{р.п}} = K_{\text{р.п}}$; цепь обратной связи безынерционна и имеет передаточную функцию, которая определяется только

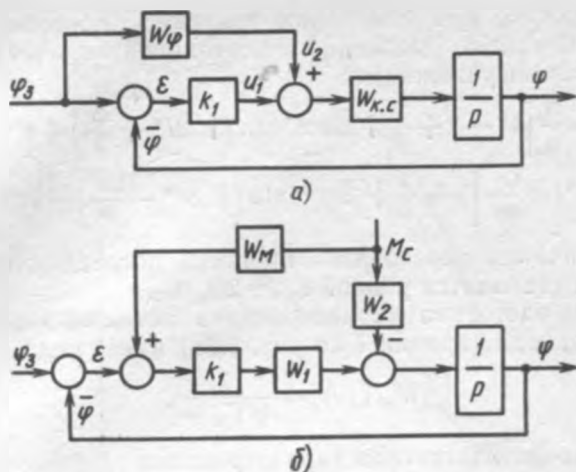


Рис. 5.29. Структурная схема следящего привода с комбинированным управлением и компенсирующими связями по входному воздействию (а) и возмущению (б)

статическим коэффициентом преобразования датчика перемещения, $W_{о.с} = K_{д.п.}$

На вход контура скорости, имеющего передаточную функцию $W_{к.с}$, подаются два управляющих сигнала: сигнал u_1 , пропорциональный рас-согласованию, и дополнительный корректирующий сигнал u_2 . Если момент сопротивления равен нулю, то операторное выражение для погрешности следящего электропривода будет иметь вид

$$\varepsilon(p) = \frac{p - W_{к.с} W_\varphi}{p + k_1 W_{к.с}} \varphi_3(p). \quad (5.87)$$

Для полной инвариантности следящего электропривода необходимо, чтобы передаточная функция цепи компенсации имела вид

$$W_\varphi(p) = p W_{к.с}^{-1}(p). \quad (5.88)$$

В этом случае погрешность следящего электропривода будет равна нулю при любом задающем воздействии.

Условие (5.88) легко выполняется, если контур скорости имеет очень высокое быстродействие и может быть представлен практически безынерционным звеном $W_{к.с} = K_{к.с}$. Тогда $W_\varphi = p/K_{к.с}$ и на вход регулятора скорости необходимо подать дополнительное напряжение, пропорциональное производной задания, т. е. подать так называемый скоростной сигнал

$$u_2 = \Omega_3 / K_{к.с}. \quad (5.89)$$

При этом достигается полная инвариантность по управляющему воздействию и система имеет астатизм бесконечно высокого порядка.

В реальных условиях контур скорости обладает значительной инерционностью и его передаточная функция представляет собой звено второго порядка [см. выражение 5.65)]. В этом случае для обеспечения полной инвариантности в систему необходимо ввести не только первую, но вторую и третью производные от задающего сигнала. Од-

нако в станкостроении используют только скоростной сигнал, так как получение высших производных затруднено. При этом

$$\varepsilon(p) = \frac{(p + 2\xi_{\kappa} \omega_{\kappa} c) p^2}{p^3 + 2\xi_{\kappa} \omega_{\kappa} c p^2 + \omega_{\kappa}^2 c p + \omega_{\kappa}^2 c K} \varphi_3(p),$$

где $K = K_{\kappa} c K_{\text{дп}} K_{\text{р.п.}}$.

Введение скоростного сигнала обеспечивает в следящем приводе астатизм второго порядка относительно задания по перемещению. При отработке задания, изменяющегося с постоянной скоростью, в установившемся режиме скоростная погрешность отсутствует. Характеристическое уравнение при этом остается неизменным, и компенсирующий сигнал не влияет на устойчивость следящего электропривода.

Для уменьшения погрешности по моменту в следящем электроприводе применяют компенсирующую связь по моменту сил сопротивления (рис. 5.29, б). На вход регулятора положения следящего привода кроме сигнала рассогласования подается еще дополнительный сигнал, связанный с моментом сопротивления. Моментная скоростная погрешность

$$\varepsilon_m(p) = \frac{W_2 - K_1 W_1 W_m}{p + K_1 W_1} M_c(p), \quad (5.90)$$

где $K_1 = K_{\text{дп}} K_{\text{р.п.}}$; W_m — передаточная функция цепи компенсации моментной погрешности.

Для достижения полной инвариантности по моменту необходимо выполнить условие

$$W_m = W_2 / (K_1 W_1).$$

Если $W_1 = K_{\kappa} c / A(p)$ и $W_2 = K_m(1 + T_{\text{я}} p) / A(p)$, то $W_m = K_m(1 + T_{\text{я}} p) / K$.

Компенсирующая связь должна вводить в систему сигнал, пропорциональный моменту сил сопротивления и его производной, т. е. выполнять функции ПД-регулятора.

Проблема реализации подобной обратной связи осложняется необходимостью применения специальных датчиков момента, встраивание которых в механическую систему привода всегда сопряжено со значительными трудностями. В связи с этим на практике используют специальные методы косвенного измерения момента сил сопротивления.

5.5. Выбор электродвигателя по мощности

Критерии выбора электродвигателя по мощности

Правильно выбранный электродвигатель привода станка должен обеспечить выполнение технологического процесса при наименьших затратах энергии, наименьшей установленной мощности и наименьших эксплуатационных затратах. Установка на станке двигателя завышенной мощности крайне нежелательна. Это увеличивает первоначальные затраты, усложняет конструкцию и увеличивает ее габаритные размеры. Двигатель повышенной мощности окажется недогружен в процессе эксплуатации и будет работать с низким КПД и $\cos \phi$ (если это двигатель переменного тока) (см. т. 1, гл. 13). В результате экономические показатели системы энергоснабжения резко ухудшаются.

Выбор двигателя недостаточной мощности приводит к уменьшению производительности станка, при перегрузке двигателя увеличива-

ются потери мощности и его нагрев. Повышенный нагрев двигателя ускорит старение изоляции и может привести к выходу двигателя из строя.

Основным критерием выбора мощности электродвигателя является его нагрев. Жесткие ограничения по нагреву, существующие в электрических машинах, связаны с нагревостойкостью изоляции обмоток. Номинальную мощность электрического двигателя определяют исходя из конкретного значения допустимого нагрева изоляции.

Изоляционные материалы, применяемые в электрических двигателях, разделяют по нагревостойкости на классы в зависимости от максимальной допустимой температуры. Максимальная температура изоляции зависит не только от нагрузки двигателя, но и от температуры окружающей среды. При расчете тепловых режимов и выборе мощности электродвигателей температуру окружающей среды принимают равной 40° С.

В табл. 5.7 приведены классы изоляции, значения максимально допустимой температуры и максимально допустимого превышения температуры θ_{max} наиболее нагретой точки обмотки.

5.7. Классы нагревостойкости изоляции электродвигателей

Класс изоляции	Максимально допустимая температура, °С	Максимально допустимое превышение температуры θ_{max} , °С
Е	120	80
В	130	90
Г	155	115
Н	180	140
С	180	140

В электродвигателях существуют ограничения, которые необходимо учитывать при выборе мощности. Наиболее существенными являются ограничения по перегрузочной способности. Допустимая перегрузка асинхронного электродвигателя определяется максимальным или критическим моментом, который имеет конкретное значение, приведенное в каталогах. Перегрузка двигателей постоянного тока лимитируется условиями коммутации и не имеет такого четкого ограничения. Условия коммутации зависят не только от нагрузки, но и от скорости двигателя, и обычно допустимые нагрузки двигателя по моменту задают в каталогах в виде графика.

Другим видом ограничений, характерным для асинхронных короткозамкнутых двигателей, являются ограничения по пусковому моменту. При включении двигателя пусковой момент должен превышать момент нагрузки, иначе пуск невозможно осуществить. Малая разность между этими моментами приведет к длительному пуску.

Выбор мощности двигателя, работающего в регулируемом электроприводе, имеет свои специфические особенности. Они связаны с методом регулирования скорости: с постоянным максимально допустимым моментом или постоянной максимально допустимой мощностью. В первом случае двигатель выбирают по моменту, во втором — по мощности. Однако в обоих случаях анализируют тепловое состояние и проверяют двигатель по нагреву.

В электроприводе станков с ЧПУ двигатели работают в напряженном динамическом режиме и при выборе мощности двигателя большее внимание уделяют его динамическим характеристикам. В этом случае критерием выбора мощности двигателя считают максимальное ускорение, которое способен обеспечить электродвигатель в системе автоматизированного электропривода. Среднее ускорение в переходных режимах является отношением динамического момента к моменту инерции механической системы привода. В связи с этим часто изменяют критерий выбора двигателя и выбирают его по максимально допустимому моменту. Но и в этом случае выбранный двигатель необходимо проверить на нагрев и перегрузочную способность.

Таким образом, выбор двигателя по мощности носит итеративный характер и его следует выполнять в несколько этапов. Прежде всего предварительно выбирают двигатель. Этот выбор проводят по ориентировочным расчетам. Выбор упрощается тем обстоятельством, что число типоразмеров специальных двигателей для станков весьма ограничено.

Затем выбранный двигатель проверяют по нагреву, перегрузочной способности и условиям пуска. В случае неудовлетворительного результата выбирают новый двигатель и повторяют расчет.

Выбор двигателя, используемого в следящем или регулируемом электроприводе станков с ЧПУ, дополняют полным расчетом динамики привода. Только в этом случае можно с уверенностью сказать, что двигатель выбран правильно и привод обеспечивает заданные динамические характеристики.

Потери энергии в электродвигателях

Потери энергии и мощности обуславливают нагрев электродвигателей. Потери мощности условно разделяют на постоянные $\Delta P_{\text{пост}}$ и переменные $\Delta P_{\text{пер}}$.

Потери мощности в двигателях постоянного и переменного тока

$$\Delta P = \Delta P_{\text{пер.ном}}(\alpha + \gamma^2), \quad (5.91)$$

где $\alpha = \Delta P_{\text{пост}} / \Delta P_{\text{пер.ном}}$ — коэффициент потерь, для большинства двигателей $\alpha = 0,5 \dots 2,0$; γ — коэффициент нагрузки, для двигателей постоянного тока $\gamma = I_{\text{я}} / I_{\text{я.ном}}$; для асинхронных двигателей $\gamma = I_2 / I_{2\text{ном}}$.

При работе на естественной характеристике с неизменным напряжением можно принять $\gamma = P / P_{\text{ном}}$. Для определения коэффициента потерь α и вычисления полных потерь двигателя номинальные потери $\Delta P_{\text{ном}}$ необходимо разделить на постоянные и переменные.

В двигателях постоянного тока номинальные переменные потери определяют по каталожным данным:

$$\Delta P_{\text{пер.ном}} = R_{\text{я}} I_{\text{я.ном}}^2.$$

В асинхронных двигателях переменные потери в роторе и статоре при номинальной нагрузке

$$\Delta P_{\text{пер.ном}} = M_{\text{ном}} \Omega_0 S_{\text{ном}} (1 + R_1 / R_2'), \quad (5.92)$$

где $S_{\text{ном}}$ — скольжение.

При $R_1 \approx R_2'$

$$\Delta P_{\text{пер.ном}} \approx 2 M_{\text{ном}} \Omega_0 S_{\text{ном}}.$$

Постоянные потери определяют как разность полных и переменных потерь:

$$\Delta P_{\text{пост}} = \Delta P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{пер.ном}},$$

где $\Delta P_{\text{ном}} = P_{\text{ном}}(1 - \eta_{\text{ном}})/\eta_{\text{ном}}$.

Потери в регулируемых двигателях постоянного тока. Приближенно считают, что потери в стали и механические потери пропорциональны квадрату скорости. Для двигателей с возбуждением от постоянных магнитов

$$\Delta P_{\text{пост}} = \Delta P_{\text{пост.ном}} (\Omega/\Omega_{\text{ном}})^2.$$

Для двигателей с электромагнитным возбуждением

$$\Delta P_{\text{пост}} = \Delta P_{\text{в}} + (\Delta P_{\text{пост.ном}} - \Delta P_{\text{в}}) (\Omega/\Omega_{\text{ном}})^2.$$

Для двигателей с переменным возбуждением

$$\Delta P_{\text{пост}} = R_{\text{в}} I_{\text{в}}^2 + (\Delta P_{\text{пост.ном}} - \Delta P_{\text{в.ном}}) (\Omega/\Omega_{\text{ном}})^2,$$

где $\Delta P_{\text{пост.ном}}$ — постоянные потери при номинальной скорости; $\Delta P_{\text{в.ном}}$ — номинальные потери в обмотке возбуждения.

Переменные потери регулируемого электродвигателя постоянного тока пропорциональны моменту и величине снижения скорости двигателя под нагрузкой:

$$\Delta P_{\text{пер}} = M \Delta \Omega.$$

Полные потери есть сумма постоянных и переменных потерь.

При регулировании скорости двигателя с постоянным моментом за счет изменения напряжения на якоре изменяется скорость идеального холостого хода Ω_0 , при этом снижение скорости под нагрузкой остается постоянным на всех регулировочных характеристиках:

$$\Delta \Omega = \Omega_0 - \Omega = \text{const}.$$

Это означает, что переменные потери остаются неизменными на всем диапазоне регулирования. Постоянные потери снижаются почти пропорционально квадрату скорости, и общие потери двигателя уменьшаются.

Для двигателей постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов КПД двигателя

$$\eta(\Omega) = \frac{M\Omega}{M\Omega + \Delta P_{\text{пост.ном}} (\Omega/\Omega_{\text{ном}})^2 + \Delta P_{\text{пер.ном}}} \quad (5.93)$$

Формула (5.93) показывает, что при регулировании с постоянным моментом КПД двигателя изменяется в функции скорости.

Максимум КПД наступает при равенстве постоянных и переменных потерь:

$$\Delta P_{\text{пост.ном}} (\Omega/\Omega_{\text{ном}})^2 = \Delta P_{\text{пер.ном}}$$

при скорости

$$\Omega = \Omega_{\text{ном}} \sqrt{\Delta P_{\text{пер.ном}} / \Delta P_{\text{пост.ном}}}.$$

Если коэффициент потерь $\alpha < 1$, то КПД монотонно снижается по мере уменьшения скорости. При малой скорости

$$\eta(\Omega) \approx [1 + \Delta P_{\text{пер.ном}} / (M\Omega)]^{-1},$$

т. е. при очень малых скоростях КПД стремится к нулю.

При регулировании скорости двигателя постоянного тока за счет ослабления магнитного потока при постоянной мощности происходят

два взаимно компенсирующих явления. С одной стороны, уменьшается сила тока в обмотке возбуждения и это приводит к уменьшению потерь на возбуждение, с другой — скорость двигателя увеличивается и потери в стали и механические потери возрастают. В результате постоянные потери двигателя остаются неизменными.

Регулирование при постоянной мощности проводят при постоянной силе тока якоря, поэтому переменные и, следовательно, общие потери в двигателе также остаются неизменными. Регулирование скорости с постоянной мощностью и постоянными потерями означает сохранение постоянства КПД на всем диапазоне регулирования.

Потери в регулируемом асинхронном электродвигателе. Общие постоянные потери зависят от закона, по которому изменяется скорость. При частотном регулировании скорости с постоянным моментом по закону $U/f = \text{const}$, если считать скорость пропорциональной частоте, постоянные потери

$$\Delta P_{\text{пост}} = \Delta P_{\text{ст.ном}} (f/f_{\text{ном}})^{3,3} + \Delta P_{\text{мех.ном}} (f/f_{\text{ном}})^2.$$

При регулировании с постоянной мощностью по закону $U/\sqrt{f} = \text{const}$ постоянные потери

$$\Delta P_{\text{пост}} = \Delta P_{\text{ст.ном}} (f/f_{\text{ном}})^{2,3} + \Delta P_{\text{мех.ном}} (f/f_{\text{ном}})^2. \quad (5.94)$$

Переменные потери в регулируемом асинхронном двигателе определяют по формуле (5.92). Если регулирование скорости проводится с постоянным моментом, переменные потери остаются неизменными.

Потери энергии в двигателях за время переходных процессов. В переходных процессах электродвигатели работают в напряженном динамическом режиме при большой силе тока, которая может во много раз превышать силу тока в обмотках при установившемся режиме. Поэтому при определении потери энергии в переходных режимах обычно пренебрегают постоянными потерями и учитывают только переменные потери, зависящие от квадрата силы тока.

Существует упрощенная методика определения потерь энергии в переходных процессах, при которой считается, что момент двигателя неизменен и равен некоторому среднему моменту. Тогда полные потери энергии при пуске асинхронного двигателя составят

$$\Delta A_n = \frac{1}{1 - M_c/M_{cp}} \Delta A_{n0},$$

где ΔA_{n0} — потери энергии при пуске вхолостую.

При торможении двигателя потери находят по аналогичной приближенной формуле:

$$\Delta A_r = \frac{1}{1 + M_c/M_{cp}} \Delta A_{r0},$$

где ΔA_{r0} — потери энергии при торможении вхолостую.

Потери энергии в якоре электродвигателя постоянного тока, работающего в системе регулируемого привода,

$$\Delta A = \int_0^{t_{п.п}} \Delta P_{\text{пер}}(t) dt = \int_0^{t_{п.п}} i_a^2(t) dt,$$

где $t_{п.п}$ — время переходного процесса.

Для определения потерь необходимо знать закон изменения силы тока якоря в переходном режиме. Для этого надо решить уравнения динамики привода с учетом влияния всех внутренних и внешних обратных связей.

Нагрев и охлаждение электродвигателей

Электрический двигатель представляет собой сложную термодинамическую систему, не однородную по своим тепловым параметрам и имеющую внутреннее тепловыделение и сложную внутреннюю циркуляцию тепловых потоков. В инженерной практике анализ теплового состояния электродвигателей проводят по тепловым моделям, в которых тепловые процессы значительно упрощаются.

Простейшая тепловая модель электродвигателя представляет собой однородное в тепловом отношении тело. При использовании этой модели принимают следующие допущения.

1. Двигатель имеет бесконечно большую теплопроводность и, как следствие, одинаковую температуру по всему объему.

2. Количество теплоты, которой двигатель обменивается с окружающей средой, пропорционально разности температур двигателя и окружающей среды.

3. Тепловые параметры двигателя и окружающей среды постоянны и не связаны с температурой двигателя. Это обстоятельство обеспечивает линейность тепловой модели.

Анализ теплового состояния двигателя проводят на основании уравнения теплового баланса:

$$T_0 \frac{d\theta}{dt} + \theta = \theta_y,$$

где $T_0 = C/A$ — тепловая постоянная времени двигателя; $\theta_y = \Delta P/A$ — установившееся превышение температуры; θ — превышение температуры двигателя над температурой окружающей среды, в расчетах электропривода температура окружающей среды принята равной 40°C ; C — теплоемкость двигателя, т. е. количество теплоты, необходимое для повышения его температуры на 1°C ; A — теплоотдача двигателя, т. е. количество теплоты, отдаваемое двигателем в окружающую среду за 1 с (тепловая мощность) при разности температур двигателя и окружающей среды в 1°C .

Решение этого уравнения при постоянстве потерь двигателя ($\Delta P = \text{const}$) и, следовательно, постоянной установившейся температуре ($\theta_y = \text{const}$) при начальных условиях $t=0$, $\theta(0) = \theta_0$ позволяет определить график изменения температуры двигателя при постоянной или кусочно-постоянной нагрузке.

Анализ тепловой модели с точки зрения теории автоматического управления проводят в следующем порядке.

За выходную величину принимают превышение температуры двигателя, а за входную — полные потери или пропорциональное им установившееся превышение температуры.

Передаточная функция двигателя по нагреву

$$W_0(p) = \theta(p)/\Delta P(p) = (1/A)/(1 + T_0 p).$$

Тепловая модель представляет собой инерционное звено первого порядка с постоянной времени T_0 . Постоянная времени T_0 определяет темп нагрева и охлаждения двигателя. При включении двигателя на

постоянную нагрузку установившееся тепловое состояние будет достигнуто через время, равное (3...4) T_0 .

Нагрев и охлаждение электрических двигателей в значительной степени зависят от условий вентиляции и теплообмена с внешней средой. При неподвижном роторе двигателя условия вентиляции ухудшаются и теплоотдача двигателей уменьшается. Отношение теплоотдачи неподвижного двигателя к номинальной теплоотдаче представляет собой коэффициент ухудшения охлаждения β_0 . Значение этого коэффициента зависит от исполнения электродвигателя. Например, значение коэффициента для закрытых электродвигателей с независимой вентиляцией равно единице, для закрытых электродвигателей без принудительного охлаждения $\beta_0 = 0,95 \dots 0,98$; а для закрытых самовентилируемых и защищенных самовентилируемых — соответственно 0,45—0,55 и 0,25—0,35.

Значения коэффициента ухудшения охлаждения β_0 для асинхронных короткозамкнутых двигателей серии 4А основного исполнения приведены в табл. 5.8.

5.8. Коэффициент ухудшения охлаждения β_0
асинхронных электродвигателей серии 4А

Расстояние от оси вращения вала до основания, мм	β_0 при			
	2р=2	2р=4	2р=6	2р=8
71	0,65	0,70	0,60	0,60
80	0,55	0,60	0,55	0,60
90	0,45	0,50	0,50	0,50
100	0,40	0,45	0,50	0,50
112	0,35	0,40	0,50	0,50
132	0,35	0,35	0,40	0,40
160, 180	0,30	0,35	0,35	0,35
200—250	0,30	0,30	0,30	0,30

Изменение условий охлаждения приводит к тому, что постоянные времени нагрева и охлаждения двигателя имеют различное значение. Поскольку постоянная времени обратно пропорциональна теплоотдаче двигателя, можно считать, что постоянная времени охлаждения неподвижного двигателя $T_0' = T_0 / \beta_0$. А так как $\beta_0 < 1$, охлаждение двигателя происходит медленнее, чем нагрев.

Для исполнительных двигателей постоянного тока, применяемых в станках и промышленных роботах, в каталогах указывают постоянную времени нагрева T_0 и класс изоляции. Если считать, что при номинальной мощности двигатель полностью используется по нагреву, то

$$A = (P_{\text{ном}} / \theta_{\text{доп}}) [(1 - \eta_{\text{ном}}) / \eta_{\text{ном}}],$$

где $\theta_{\text{доп}}$ — допустимое превышение температуры для данного класса изоляции.

Классификация режимов работы электродвигателей

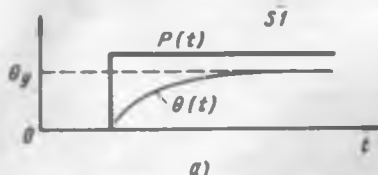
При выборе двигателя по мощности режим его работы играет большую роль. Режимы работы двигателей в автоматизированном электроприводе отличаются длительностью и характером приложения нагрузки, продолжительностью пауз, переходными процессами пуска и

торможения. Каждый электрический двигатель рассчитывают и выпускают для конкретного режима работы, который называют номинальным.

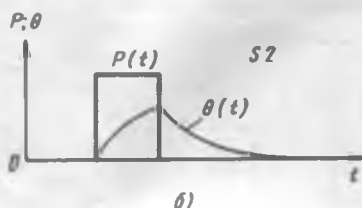
При выборе двигателя реальный режим должен быть сопоставлен с номинальным режимом работы двигателя. Для облегчения такого сопоставления все номинальные режимы нормированы и разделены на группы. Основу классификации режимов работы составляет их влияние на нагрев двигателя. При этом длительность режима сопоставляется с тепловой инерционностью двигателя и с постоянной времени нагрева.

В настоящее время нормированы восемь режимов работы, которые условно обозначают от $S1$ до $S8$.

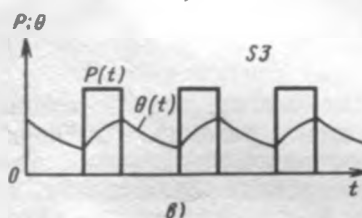
1. Продолжительный номинальный режим ($S1$) характеризуется неизменной нагрузкой, приложенной к двигателю такое длительное время, в течение которого превышение температуры всех частей двигателя достигает установившегося значения (рис. 5.30, а).



Приблизительно можно считать, что к «холодному» двигателю (начальное превышение температуры равно нулю) неизменяемая нагрузка должна быть приложена в течение $(3 \dots 4) T_{\theta}$.



2. Кратковременный номинальный режим ($S2$) — это режим, при котором неизменяемая нагрузка прикладывается к двигателю на время, недостаточное для достижения установившегося превышения температуры, после чего двигатель отключается на такое время, в течение которого все части его охлаждаются до температуры, практически совпадающей с температурой окружающей среды (допустимая разность температур составляет 2°C).



Продолжительность работы двигателя в кратковременном режиме нормализована и составляет 15, 30, 60 и 90 мин. Специальные двигатели кратковременного режима работы рассчитаны на такую длительность включения. Графики изменения нагрузки и превышения температуры в режиме $S2$ приведены на рис. 5.30, б.

Рис. 5.30 Номинальные режимы работы электродвигателя:

а — продолжительный; б — кратковременный; в — повторно-кратковременный

3. Повторно-кратковременный номинальный режим ($S3$). В этом режиме нагрузка имеет циклический характер и состоит из кратковременных периодов неизменяемой нагрузки, в течение которых температура двигателя не достигает установившегося значения, и коротких пауз, в течение которых двигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Во время паузы двигатель отключается от сети (рис. 5.30, в).

Максимальная продолжительность цикла в повторно-кратковременном режиме принята равной 20 мин. Кроме того, нормирована относительная продолжительность включения $ПВ = (t_p/t_{\Sigma}) 100\%$. Нормированные значения $ПВ$ составляют 15, 25, 40 и 60%.

Существуют разновидности повторно-кратковременного режима.

В повторно-кратковременном режиме с частыми пусками (S_4) пусковые потери существенно влияют на нагрев двигателя. В повторно-кратковременном номинальном режиме с частыми пусками и электрическим торможением (S_5) учитываются не только пусковые потери, но и потери при торможении. Из трех повторно-кратковременных режимов (S_3 — S_5) этот режим является наиболее общим и режимы S_3 и S_4 — есть его частные случаи.

4. Перемежающийся номинальный режим работы (S_6) отличается от повторно-кратковременного режима тем, что во время паузы двигатель не отключается от источника питания, а работает на холостом ходу. Этот режим также имеет разновидности: перемежающийся режим с частыми реверсами (S_7) и режим работы с двумя или более скоростями (S_8).

Первые три номинальных режима (S_1 — S_3) являются основными. Двигатели, выпускаемые электротехнической промышленностью, рассчитывают для работы в одном из этих режимов.

Выбор мощности электродвигателей для продолжительного режима работы

Электродвигатель привода главного движения или привода подачи металлорежущего станка выбирают по нагрузочным диаграммам, которые представляют собой график изменения во времени момента сопротивления $M_c(t)$ или мощности $P_c(t)$.

Нагрузочная диаграмма зависит от технологического процесса металлообработки, рассчитывают ее по режимам резания для каждого технологического перехода. Мощность или момент на шпинделе станка приводят к валу двигателя. При этом необходимо учесть потери мощности в механической системе привода станка:

$$P_c = P_r / \eta_{\text{мех}},$$

где P_r — мощность резания; $\eta_{\text{мех}}$ — коэффициент полезного действия механической системы привода станка.

Нагрузочный график, соответствующий продолжительному режиму работы (S_1) может иметь постоянный или циклический характер. При работе двигателя с непрерывной, постоянной нагрузкой P_c выбирают двигатель с равной или несколько большей номинальной мощностью ($P_{\text{ном}} \geq P_c$).

Для станков, работающих в продолжительном автоматическом режиме, более характерен циклический график нагрузки, при котором нагрузка на валу двигателя периодически изменяется. В этом случае предварительно выбирают двигатель по значению средней мощности за время цикла или по конструктивным соображениям, а затем проверяют его по нагреву за время цикла. Двигатель выбран правильно, если максимальный нагрев его меньше допустимого ($\theta_{\text{max}} < \theta_{\text{доп}}$).

Проверку по нагреву выполняют прямыми или косвенными методами. Прямая проверка заключается в построении графика перегрева двигателя с использованием тепловой модели. Метод средних потерь позволяет выполнить более простую косвенную проверку двигателя по нагреву. Предполагают, что тепловой режим является квазиустановившимся и общее количество теплоты, выделенное в двигателе за время цикла, равно тепловой энергии, отданной в окружающую среду при

работе в установившемся режиме с превышением температуры, равным среднему значению превышения температуры за цикл:

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{1}{At_u} \int_0^{t_u} \Delta P(t) dt = \frac{\Delta P_{\text{ср}}}{A}. \quad (5.95)$$

Из этого равенства можно сделать вывод о том, что в квазиустановившемся режиме (при циклической нагрузке) среднее превышение температуры пропорционально средним потерям за время цикла.

Двигатель будет выбран правильно, если средние потери за цикл не будут превышать номинальные потери двигателя: $\Delta P_{\text{ср}} \leq \Delta P_{\text{ном}}$, при этом $\theta_{\text{ср}} \leq \theta_{\text{доп}}$. Метод является приближенным, поскольку проверка двигателя по среднему значению превышения температуры не означает, что максимальное превышение температуры будет меньше допустимого.

На практике график нагрузки часто имеет кусочно-постоянный характер, т. е. состоит из конечного числа участков с постоянной нагрузкой. В этом случае интеграл в выражении (5.95) заменяют суммой.

Метод средних потерь предполагает следующий порядок выбора мощности двигателя.

1. По графику нагрузки определяют среднюю за цикл мощность

$$P_{\text{ср}} = \frac{1}{t_u} \sum_{k=1}^n P_k t_k. \quad (5.96)$$

2. По каталогу выбирают двигатель мощностью

$$P_{\text{ном}} = (1,1 \dots 1,3) P_{\text{ср}}, \quad (5.97)$$

где коэффициент $1,1 \dots 1,3$ учитывает инерционность привода и нагрузку, связанную с динамическим моментом.

3. Определяют потери выбранного двигателя на каждом участке графика нагрузки

$$\Delta P_k = P_k (1 - \eta_k) / \eta_k. \quad (5.98)$$

Значение КПД η_k при частичных нагрузках $P_k / P_{\text{ном}}$ находят по каталогу.

4. По результатам п. 3 строят график потерь и находят средние потери

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{1}{t_u} \sum_{k=1}^n \Delta P_k. \quad (5.99)$$

5. Сравнивают эти потери с номинальными потерями двигателя. Если $\Delta P_{\text{ср}} \leq \Delta P_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} (1 - \eta_{\text{ном}}) / \eta_{\text{ном}}$, двигатель выбран правильно.

На методе средних потерь основаны более простые методы эквивалентных величин, которые широко применяют при выборе электропривода.

Метод эквивалентного тока удобен, когда исходным графиком нагрузки является зависимость $I(t)$. Обычно эту зависимость получают экспериментально с помощью самопишущего прибора. Если зависимость $I(t)$ необходимо получить расчетным путем, то предварительно выбирают двигатель, а затем для каждого участка графика нагрузки определяют силу тока, потребляемую двигателем из сети.

Для асинхронного трехфазного двигателя

$$I_k = \frac{P_k}{\sqrt{3} U_{\text{ном}} \eta_k \cos \varphi_k}; \quad k = 1, 2, \dots, n,$$

где η_k и $\cos \varphi_k$ определяют по каталогам для каждой относительной нагрузки $P_k/P_{\text{ном}}$.

Эквивалентная сила тока за время t_u цикла

$$I_s = \sqrt{\frac{1}{t_u} \sum_{k=1}^n I_k^2 t_k}. \quad (5.100)$$

Таким образом, эквивалентное значение представляет собой среднеквадратическое значение силы тока за время цикла.

При непрерывном графике изменения силы тока сумму в выражении (5.100) следует заменить интегралом:

$$I_s = \sqrt{\frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} I^2(t) dt}. \quad (5.101)$$

Метод эквивалентной силы тока применяют для проверки правильности выбора двигателя. Если $I_s \leq I_{\text{ном}}$ — двигатель выбран правильно.

Метод эквивалентного момента удобен для выбора двигателя привода подачи, когда график нагрузки задан в виде зависимости $M(t)$. Тогда определяют эквивалентный момент за время цикла

$$M_s = \sqrt{\frac{1}{t_u} \sum_{k=1}^n M_k^2 t_k} \quad (5.102)$$

и затем по каталогу выбирают двигатель, у которого $M_{\text{ном}} \geq M_s$.

Метод эквивалентной мощности является дальнейшим развитием методов эквивалентных величин. Эквивалентную мощность рассчитывают по формуле

$$P_s = \sqrt{\frac{1}{t_u} \sum_{k=1}^n P_k^2 t_k}. \quad (5.103)$$

Формула (5.103) наименее точная из всех формул эквивалентных величин. При ее выводе сделано наибольшее число серьезных допущений. Однако эта формула очень удобна для практических расчетов, так как позволяет непосредственно по графику нагрузки $P(t)$ найти эквивалентную мощность за время цикла и затем по каталогу выбрать двигатель, номинальная мощность которого больше или равна эквивалентной ($P_{\text{ном}} \geq P_s$).

Метод эквивалентной мощности применяют для выбора двигателя привода главного движения металлорежущих станков.

Выбор мощности электродвигателей для кратковременного режима работы

Выпускают электродвигатели, рассчитанные на кратковременный режим S2 работы, которые обладают повышенной перегрузочной способностью и могут кратковременно преодолевать большие нагрузки. Эти двигатели выбирают по двум параметрам: номинальной мощности,

которая не должна быть меньше мощности нагрузки P_c , и продолжительности рабочего периода t_p , которая должна совпадать с одним из нормированных значений (рис. 5.31).

В станкостроении очень часто возникает необходимость использовать в кратковременном режиме двигатели, рассчитанные на длительный режим работы. Для полного использования двигателя надо умень-

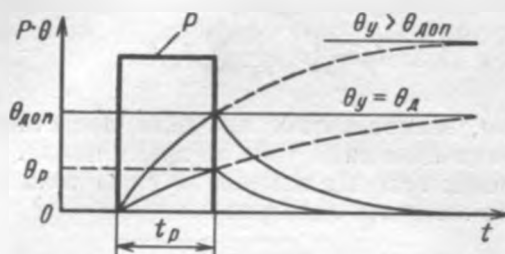


Рис. 5.31. График изменения нагрузки и превышения температуры при кратковременном режиме

шить его номинальную мощность, т. е. перегрузить двигатель так, чтобы в конце рабочего периода превышение температуры было равно номинальному.

Для выбора двигателя следует вначале определить коэффициент механической перегрузки, равный отношению мощности кратковременного режима к мощности длительного режима,

$$\lambda_p = \frac{1}{\sqrt{1 - e^{-t_p/T_\theta}}}, \quad (5.104)$$

а затем по каталогу выбрать двигатель длительного режима работы (S1), номинальная мощность которого $P_{ном} \geq P_k/\lambda_p$.

Выбранный двигатель необходимо проверить по перегрузочной способности

$$P_{ном} \geq P_k/\lambda,$$

где λ — коэффициент перегрузки.

Если последнее неравенство не выполняется, то следует выбрать по каталогу двигатель большей мощности.

При очень коротких циклах нагружения (при малых t_p/T_θ) $\lambda_p > \lambda$ и двигатель следует выбирать по перегрузочной способности. В этом случае добиться его полного использования по нагреву невозможно.

Для асинхронных короткозамкнутых двигателей $\lambda \approx 2$ и при t_p/T_θ меньших 0,4 коэффициент механической перегрузки превышает значение λ .

Выбор мощности электродвигателей для повторно-кратковременного режима работы

Повторно-кратковременный режим S3 работы является основным режимом для приводов станков, работающих в автоматическом режиме с коротким циклом обработки.

Выпускают специальные электродвигатели, предназначенные для повторно-кратковременного режима работы. Такие двигатели выбирают по номинальной мощности и продолжительности включения.

Если мощность и продолжительность включения реального цикла нагрузки совпадают с нормированными значениями, то двигатель выбирают по каталогу и никаких затруднений при этом не возникает. Однако чаще всего реальные параметры цикла не совпадают с нормированными и реальный цикл необходимо заменить эквивалентным по потерям за время цикла. Мощность эквивалентного цикла

$$P_{\text{э}} = P_{\text{ном}} \sqrt{[(1 + \alpha) \epsilon_{\text{ном}} / \epsilon_{\text{э}}] - \alpha}, \quad (5.105)$$

где $\epsilon_{\text{ном}}$, $\epsilon_{\text{э}}$ — продолжительность включения соответственно в нормированном и эквивалентном цикле.

Эта формула показывает, какую мощность $P_{\text{э}}$ может развить двигатель при повторно-кратковременном режиме, имеющий номинальную мощность $P_{\text{ном}}$ при продолжительности включения $\epsilon_{\text{ном}}$, если он работает при другой продолжительности включения ($\epsilon_{\text{э}} \neq \epsilon_{\text{ном}}$).

Более простая зависимость получается при $\alpha = 0$:

$$P_{\text{э}} = P_{\text{ном}} \sqrt{\epsilon_{\text{ном}} / \epsilon_{\text{э}}}. \quad (5.106)$$

Если график нагрузки повторно-кратковременного режима имеет несколько участков с постоянной нагрузкой, в формулах (5.105) и (5.106) появляются эквивалентные (среднеквадратические) значения мощности за время цикла.

Рассмотрим теперь вопрос о применении двигателя длительного режима в повторно-кратковременных режимах S3—S5. В этом случае двигатель выбирают по методу средних потерь, заменяя реальный график нагрузки эквивалентным графиком с постоянной нагрузкой. Замену проводят с учетом ухудшения охлаждения во время паузы и переходных режимов, а также уменьшения тепловыделения в двигателе во время пуска и торможения.

Средние потери в этом случае

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{\Delta A_{\text{п}} + \sum_{k=1}^n \Delta P_k t_k + \Delta A_{\text{т}}}{\beta_1 (t_{\text{п}} + t_{\text{т}}) + \beta_0 t_0 + \sum_{k=1}^n t_k}, \quad (5.107)$$

где $\Delta A_{\text{п}}$, $\Delta A_{\text{т}}$ — потери энергии в двигателе соответственно при пуске и торможении; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{т}}$ — время соответственно пуска и торможения двигателя; $\beta_1 = 0,5 (1 + \beta_0)$ — коэффициент ухудшения охлаждения при пуске и торможении.

Допустимая частота включений асинхронных короткозамкнутых двигателей

При очень коротких циклах работы в повторно-кратковременном режиме возрастает доля потерь энергии при пуске и торможении двигателя. Эти потери могут привести к недопустимому превышению температуры двигателя, даже если его статическая нагрузка невелика или совсем отсутствует и двигатель включается и отключается вхолостую.

Обычно вместо допустимой длительности цикла определяют и нормируют обратную величину — число включений за фиксированный промежуток времени (1 ч):

$$h = 3600 \frac{\Delta P_{\text{ном}} [\beta_0 (1 - \epsilon) + \epsilon] - \Delta P_{\text{э}}}{\Delta A_{\text{п}} + \Delta A_{\text{т}}}. \quad (5.108)$$

Если в установившемся режиме двигатель имеет номинальную нагрузку и номинальные потери ($\Delta P = \Delta P_{\text{ном}}$), то

$$h = 3600 \frac{\Delta P_{\text{ном}} \beta_0 (1 - \varepsilon)}{\Delta A_{\text{п}} + \Delta A_{\text{т}}}. \quad (5.109)$$

Допустимое число включений двигателя, работающего вхолостую ($\Delta P \approx 0$),

$$h_0 = 3600 \frac{\Delta P_{\text{ном}} [\beta_0 (1 - \varepsilon) + \varepsilon]}{\Delta A_{\text{п}} + \Delta A_{\text{т}}}. \quad (5.110)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизация типовых технологических процессов и установок / А. М. Корытин, Н. К. Петров, С. Н. Радимов и др. М.: Энергоатомиздат, 1988. 432 с.
2. Башарин А. В., Новиков В. А., Соколовский Г. Г. Управление электроприводами. Л.: Энергоиздат, 1982. 392 с.
3. Кенно Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления. М.: Энергоатомиздат, 1987. 200 с.
4. Ключев В. И. Теория электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1985. 560 с.
5. Комплексные тиристорные электроприводы: Справочник / И. Х. Евзеров, А. С. Горобец, Б. И. Мошкович и др.; Под ред. В. М. Перельшутера. М.: Энергоатомиздат, 1988. 319 с.
6. Кондриков А. И., Босинзон М. А. Комплексное электрооборудование металлорежущих станков с ЧПУ и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1984. 76 с.
7. Кравчик А. Э., Стрельбицкий Э. К., Шлаф М. М. Выбор и применение асинхронных двигателей. М.: Энергоатомиздат, 1987. 96 с.
8. Лебедев А. М., Орлова Р. Т., Пальцев А. В. Следящие электроприводы станков с ЧПУ. М.: Энергоатомиздат, 1988. 223 с.
9. Михайлов О. П. Высокомоментные электродвигатели для приводов подач металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1979. 36 с.
10. Михайлов О. П. Динамика электромеханического привода металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1989. 224 с.
11. Михайлов О. П. Автоматизированный электропривод станков с ЧПУ и промышленных роботов. М.: Машиностроение, 1990. 304 с.
12. Михайлов О. П., Веселов О. В. Микропроцессорное управление приводами металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1982. 56 с.
13. Применение электроприводов в станках с ЧПУ: Методические рекомендации ЭНИМС / Сост. Р. Т. Орлова и др. М.: ЭНИМС, 1987. 123 с.
14. Сен П. Тиристорные электроприводы постоянного тока / Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1985. 232 с.
15. Терехов В. М. Элементы автоматизированного электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1987. 224 с.
16. Файнштейн В. Г., Файнштейн Э. Г. Микропроцессорные системы управления тиристорными электроприводами. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
17. Чернов Е. А., Кузьмин В. П., Синичкин С. Г. Электроприводы подач станков с ЧПУ: Справочное пособие. Горький: Волго-Вятское изд-во, 1986. 271 с.
18. Чиликин М. Г., Сандлер А. С. Общий курс электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1981. 576 с.
19. Шапарев Н. К. Автоматизация типовых технологических процессов металлообработки: Расчет и проектирование. Киев; Одесса: Вища школа, 1984. 312 с.
20. Шварцбург Л. Э. Информационно-измерительные системы приводов металлорежущих станков. М.: Станкин, 1991. 179 с.
21. Шенфельд Р., Хабигер Э. Автоматизированные электроприводы. Л.: Энергоатомиздат, 1985. 464 с.
22. Электромеханические системы управления тяжелыми металлорежущими станками / Под ред. С. В. Демидова. Л.: Машиностроение, 1986. 236 с.
23. Эпштейн И. И. Автоматизированный электропривод переменного тока. М.: Энергоатомиздат, 1982. 192 с.
24. Электроприводы и электродвигатели для ГПМ и ГПС: Методические рекомендации ЭНИМС. М.: ВНИИТЭМР, 1986. 104 с.

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТАНКОВ

6.1. Классификация механизмов поступательного перемещения рабочих органов станков

Для привода прямолинейно-поступательного движения в металлорежущих станках применяют следующие механизмы.

1. Для преобразования вращательного движения в прямолинейно-поступательное, в котором изменение направления движения рабочего органа на обратное достигается изменением направления вращения ведущего звена.

2. Для преобразования вращательного движения постоянного направления в возвратное прямолинейно-поступательное перемещение, в котором за один оборот ведущего звена ведомое звено обычно совершает один двойной ход.

3. Пневматические и гидравлические, в которых изменение направления движения рабочего органа достигается изменением направления потока рабочей среды (сжатого воздуха или масла).

4. Малых прямолинейно-поступательных движений, которые достигаются за счет температурного деформирования, магнитострикций, деформирования упругих элементов и обратного пьезоэлектрического эффекта. Возврат подвижного органа в исходное положение осуществляется охлаждением, отключением напряжения и пружинами.

Механизмы для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное делят на кривошипные (кривошипно-ползунные, кривошипно-кулисные, кривошипно-коромысловые) и кулачковые.

Кривошипные механизмы применяют в основном для привода главного движения. Изменение длины хода и числа двойных ходов в минуту осуществляется соответственно регулированием радиуса и частоты вращения ведущего кривошипа. Непрерывное плавное изменение ускорения рабочего органа на всей длине его хода обеспечивает спокойную работу кривошипного механизма без каких-либо дополнительных устройств, что важно для быстрходных станков с небольшой длиной хода.

Непрерывное изменение скорости приводит к сравнительно большой разности между наибольшим и средним значениями скорости перемещения ползуна за время прямого хода, что неблагоприятно сказывается на производительности станка, заставляя снижать число двойных ходов ползуна в минуту для сохранения требуемой стойкости инструмента.

Кривошипные механизмы (табл. 6.1) характеризуются относительно большой максимальной скоростью прямого хода ползуна ($v_{\max} = 1,6 v_{\text{ср}}$) и отсутствием ускоренного обратного хода.

Для привода подачи кривошипные механизмы применяют редко, при этом используют не всю длину хода ползуна, что дает возможность получения подачи с уменьшающейся скоростью на рабочем участке и бесступенчатого регулирования скорости подачи путем изменения радиуса ведущего кривошипа.

Кулачковые механизмы применяют для привода подачи и раз-

6.1. Классификация механизмов прямолинейного перемещения рабочих органов станков

Основная характеристика механизма	Тип	Схема	Область применения	Параметр	
				Длина хода L , мм	Скорость ведомого агента v , м/мин

Механизмы для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное

Цикл работы механизма — один оборот ведущего кривошипа за один двойной ход подвижного органа станка. Число двойных ходов подвижного органа равно числу оборотов ведущего кривошипа. Длину хода регулируют изменением радиуса r кривошипа. Скорость и ускорение прямолинейного движения изменяется непрерывно по закону, зависящему от типа механизма и его размеров

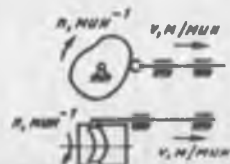
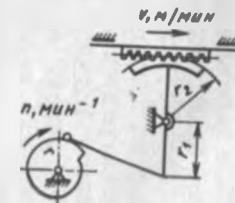
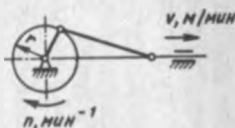
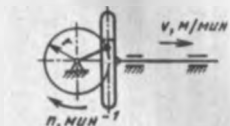
Кривошипно-кулисный с поступательно движущейся кулисой

Кривошипно-ползуновый

Кривошипно-коромысловый с зубчатым сектором и рейкой

Цикл работы механизма — один оборот кулачка. Закон прямолиней-

Кулачковый



Для приводов главного движения станков с большим числом двойных ходов и малой длиной хода (до 300 мм) (зубострогальные, зубодолбежные станки)

Для привода подачи различных

$$2r$$

$$4rn$$

$$2r$$

$$4rn$$

$$2 \frac{r_2}{r_1} r$$

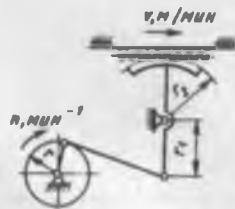
$$4 \frac{r_2}{r_1} rn$$

$$—$$

$$—$$

ного движения подвижного органа станка может быть любым

Кулачково-коромысловый с зубчатым сектором и рейкой

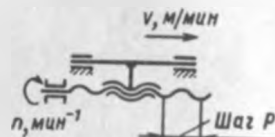


вспомогательных движений (автоматы, затыловочные станки)

Механизмы для преобразования вращательного движения в поступательное

Скорость прямолинейного движения подвижного органа пропорциональна угловой скорости ведущего звена. Для осуществления возвратно-поступательного движения требует реверсивных устройств

Винт — гайка скольжения

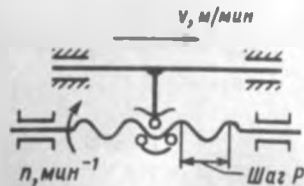


Для привода подачи и главного движения (продольно-строгальные станки)

6000

Рп

Винт — гайка качения

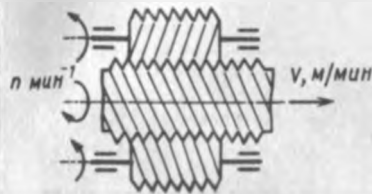


6000

Рп

Изменение скорости подвижного органа станка осуществляется регулированием числа оборотов ведущего звена

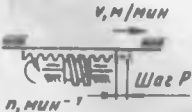
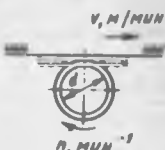
Ролико-винтовая (планетарная с резьбовыми роликами)



Для станков с ЧПУ, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, протяжных, многоцелевых, зубообрабатывающих

10000

—

Основная характеристика механизма	Тип	Схема	Область применения	Параметр	
				Длина хода L , мм	Скорость ведомого звена v , м/мин
	Червяк — рейка		Для привода конвейеров	—	Pn
	Шестерня — рейка			—	πdn
	Звездочка — цепь			—	πdn
Гидравлические устройства (рабочая среда несжимаема)					
Простота и удобство осуществления бесступенчатого изменения скорости движения ведомого звена (дросселем). При малых скоростях движения наблюдается неравномерность перемещения (скачкообразное)	Гидроцилиндр — поршень		Для привода главного движения и подачи со средней и большой длиной хода (более 100 мм)	6000	100

личных вспомогательных движений. Эти механизмы обеспечивают перемещение ползуна по любому заранее заданному закону. Изменение характера движения ползуна, как правило, требует замены кулачка.

Механизмы для преобразования вращательного движения в прямолинейно-поступательное применяют как для привода подачи, так и для привода главного движения резания — прямолинейно-поступательного (протяжные и другие станки) или прямолинейного возвратно-поступательного (продольно-строгальные, продольно-фрезерные и другие станки). Механизмы характеризуются постоянной скоростью движения подвижного органа станка при постоянной угловой скорости ведущего звена. Угловая скорость подвижного органа станка изменяется регулированием частоты вращения ведущего звена.

Изменение направления перемещения подвижного органа станка на обратное для получения прямолинейного возвратно-поступательного движения осуществляется реверсированием ведущего звена. Поскольку торможение и разгон подвижного органа происходит на сравнительно небольших участках, скорость резания остается постоянной почти на всей длине хода подвижного органа станка. Применение рассматриваемых механизмов для осуществления прямолинейного возвратно-поступательного движения резания целесообразно при средней и большей длине хода (свыше 800 мм).

Механизмы винт—гайка и червяк—гайка дают меньшее перемещение подвижного органа за один оборот ведущего звена и характеризуются меньшим КПД (за исключением шарико-винтового механизма), чем механизмы шестерня—гайка и звездочка—цепь. Поэтому первые удобнее использовать для привода прямолинейно-поступательного движения с небольшой скоростью (например, движение подачи), вторые — для привода со средней и большей скоростью.

Для увеличения диаметра приводной шестерни иногда зубья нарезают непосредственно на червяке или ось червяка устанавливают под углом к оси рейки, что позволяет применять приводную шестерню любого размера. В механизме шестерня—рейка применяют как прямые, так и косые зубья. В последнем случае ось шестерни может быть расположена под углом к направлению движения ведомого звена.

Гидравлические устройства применяют как для привода подачи, так и для привода главного движения резания. Регулирование скорости перемещения подвижного органа при малых мощностях осуществляется дросселированием, при больших — регулированием подачи насоса или включением в различных сочетаниях нескольких нерегулируемых насосов разной подачи.

Удобство регулирования скорости и переключения направления движения подвижного органа на обратное, а также плавность хода являются особенностями гидравлического привода.

Пневматические устройства применяют главным образом для привода зажимных органов приспособлений.

Механизмы малых перемещений применяют для незначительных перемещений при небольшой подаче, например, в механизме подачи шлифовальных станков. Для прецизионных станков необходимо обеспечить равномерность малых подач и точность малых перемещений.

6.2. Передача ходовой винт — гайка

Передача ходовой винт—гайка служит для осуществления точных поступательных перемещений подвижных органов (суппорты, столы, траверсы и т. п.) в приводе подач металлорежущих станков, про-

мысленных роботов и средств автоматизации. Среди винтовых механизмов наибольшее распространение получили передачи ходовой винт — гайка с трением скольжения и качения.

Передача ходовой винт — гайка с трением скольжения

Винтовой механизм винт — гайка с трением скольжения является низшей кинематической парой; он обеспечивает малое перемещение ведомого звена за один оборот ведущего. В передаче легко достигается самоторможение; применяют ее для установочных, делительных перемещений и движений подач. В приводе главного движения резания и вспомогательных ходов эту передачу применяют редко.

Механизмы винт — гайка делят на простые и дифференциальные. Простые механизмы выполняют с вращающимся винтом и перемещающейся или неподвижной гайкой; с вращающейся гайкой и перемещающимся или неподвижным винтом. В дифференциальных механизмах движение подвижного органа получается как результирующее движение нескольких ведущих звеньев. Этих движений в винтовом механизме может быть не более четырех: вращение винта; вращение гайки; поступательное осевое перемещение винта (гайки) относительно станины; поступательное осевое движение гайки (винта) относительно корпуса салазок. В механизмах станков из указанных движений используют обычно не более трех.

Дифференциальные механизмы применяют: 1) для перемещения подвижного органа от двух приводов, когда требуется независимость действия приводов для сохранения определенного положения кинематической цепи одного привода при использовании второго привода. Например, поперечная подача шлифовального круга путем вращения гайки от соответствующей кинематической цепи и быстрый отвод и подвод круга осевым перемещением гайки посредством гидроцилиндра; 2) для компенсации ошибок точных ходовых винтов.

Основные профили резьбы ходовых винтов. Трапецеидальную резьбу (угол профиля 30°), ГОСТ 9484—81, в основном применяют для изготовления ходовых винтов (рис. 6.1). Номинальный диаметр равен 8—640 мм, а шаг 1,5—24 мм. Трапецеидальные многозаходные резьбы выполняют с числом заходов $n=2, 3, 4, 6$ и 8, номинальный диаметр 10—320 мм, а шаг 1,5—48 мм. Трапецеидальная резьба может быть трех классов точности: точного, среднего и грубого.

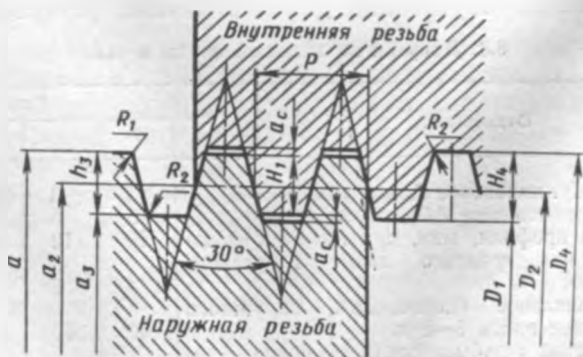


Рис. 6.1. Номинальные профили трапецеидальной резьбы

Метрическую резьбу (угол профиля 60°) используют для точных ходовых винтов делительных и контрольно-измерительных машин.

Прямоугольную резьбу (стандартом не регламентирована) иногда применяют для очень точных ходовых винтов. Прямоугольная резьба имеет наименьшее трение, но трудна в изготовлении, и осевой зазор в паре устранить трудно. Погрешность перемещения, вызываемая биением винта, меньше, но винт быстрее изнашивается.

Мелкие резьбы дают меньшие погрешности перемещения вследствие деформирования, поэтому их используют в точных ходовых винтах. Резьбу с нормальным и крупным шагами используют в сильно нагруженных винтах нормальной и пониженной точности.

В разрезанных гайках для обеспечения после их изнашивания правильного прилегания резьбы винта к резьбе гайки по обеим сторонам профиля внутренних и наружный диаметры резьбы должны быть увеличены примерно на 0,5 мм относительно стандартизованного размера. Область применения винтов указана в табл. 6.2.

6.2. Классы точности и область применения точных ходовых винтов

Класс точности	Область применения
0—1	Для особо точных перемещений подвижных органов координатно-расточных, координатных внутришлифовальных, резьбошлифовальных станков, в делительных машинах без коррекционного устройства
2	В точных токарно-винторезных, зубообрабатывающих, фрезерных и заточных станках; точных делительных механизмах
3	В универсальных токарно-винторезных, резьбофрезерных и других станках
4	Для перемещения узлов станков пониженной точности, работающих с лимбом; для вспомогательных перемещений

Положение полей допусков, определяемых основными отклонениями, и степени точности, принятые в системе допусков для однозаходной трапецеидальной резьбы, представлены в ГОСТ 9562—81. В дополнение к указанным стандартизованным допускам на резьбу для ходовых винтов и гаек к ним предусмотрено следующее.

1. Допуски на постоянство размера наружного диаметра винта и внутреннего диаметра гайки. Колебания размера должны укладываться в поля допусков h5 для винтов и H6 для гаек к винтам 0, 1 и 2-го классов точности, h7 и H7 — для 3-го класса, f7 и H8 — для 4-го класса точности.

2. Допуски на внутренний диаметр резьбы устанавливают по H6

6.3. Допуски на ходовые винты и гайки

Отклонение	Класс точности				
	0	1	2	3	4
Накопленное внутришаговое $\Delta P_{\text{вс.}}$, мкм	± 2	± 3	± 6	± 12	± 25
Накопленное перемещение $\Delta P_{\text{вс.}}$, мкм	5	9	18	35	70
Половины угла профиля, мин, при $P=6 \dots 10$ мм	10	12	18	25	—
От круглости, мкм, среднего диаметра резьбы, при $P=6 \dots 10$ мм	4	6	8	12	18
Допуск на радиальное биеение, мкм, наружного диаметра при длине винта 1—2 м	40	60	100	150	250
Среднего диаметра резьбы гайки (в сторону «+»), мкм, при $P=6 \dots 10$ мм	60	65	75	100	120

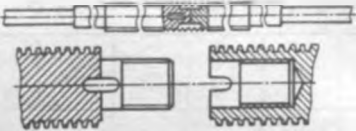
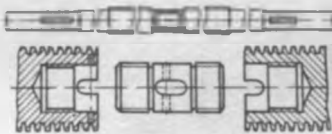
для гаек к винтам 0, 1 и 2-го классов, Н7 — для 3-го класса; Н8 — для 4-го класса точности. Это распространяется только на те случаи, когда внутренний диаметр резьбы служит технологической базой для окончательной обработки корпуса гайки.

3. Допуски шага, угла профиля, круглости среднего диаметра и биения наружного диаметра резьбы винта и отклонения среднего диаметра резьбы гайки следует назначать с учетом значений, указанных в табл. 6.3.

Передача ходовой винт — гайка с трапецеидальной резьбой

Для ходовых винтов необходимо указывать профиль резьбы, ее направление, номинальный диаметр, шаг, длину и вид концов для опор винта и установки элементов привода. Конструкции ходовых винтов отличаются простотой формы и отсутствием резких переходов, способствующих деформированию его при обработке. Длинные ходовые винты для облегчения их обработки делают составными (табл. 6.4).

6.4. Способы соединения частей ходовых винтов

Способ соединения	Схема соединения	Примечание
Резбовое посредством внутренней проставки, клина и конического штифта		Обе части ходового винта изготавливают отдельно с окончательным шлифованием резьбы
Резбовое посредством хвостовика с применением клина		То же
Конусное с применением конических штифтов		Среднюю часть ходового винта изготавливают отдельно с окончательным шлифованием резьбы

Привод винта или гайки осуществляется через соединительную муфту, шестерню или зубчатую ременную передачу.

Опоры винтов должны удовлетворять следующим основным требованиям: обеспечивать малые осевые и радиальные биения при вращении винта; не допускать несовпадения осей винта и гайки при монтаже на станке; обеспечивать высокую жесткость в осевом направлении; обеспечивать требуемую долговечность для сильно нагруженных винтов.

Винт в осевом направлении фиксируют обычно одной опорой, реже двумя. Зазор в гайках винтовых передач регулируют специальными устройствами, а зазор в опорах винта — регулировочными гайками.

Концы ходовых винтов для передач винт — гайка с трением качения и скольжения могут иметь пять исполнений (рис. 6.2). Размеры

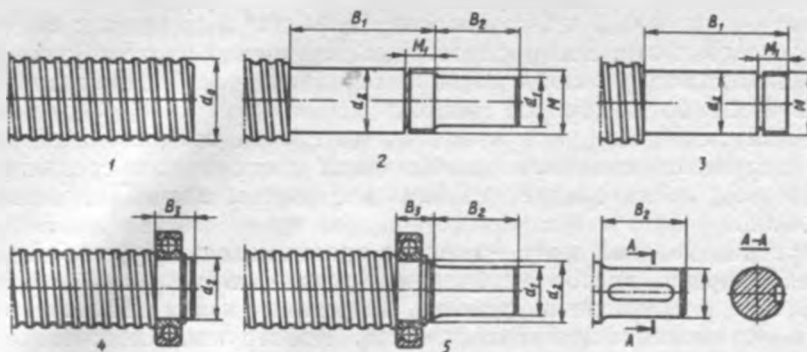


Рис. 6.2. Концы ходовых винтов

концов ходовых винтов различных типоразмеров указаны в табл. 6.5. Размеры фланцевых гаек с трапецидальной резьбой (рис. 6.3) даны в табл. 6.6. Основные типоразмеры передач с трапецидальной резьбой приведены в табл. 6.7.

6.5. Размеры, мм, ходовых винтов (см. рис. 6.2)

d_0	d_1	d_2	B_1	B_2	B_3	M	M_1
8	4	5	24	12	7	M5×0,8	6
10	5	6	26	12	9	M6×1	6
12	6	8	38	12	10	M8×1	11
16	10	12	50	17	15	M12×1	8
20	12	15	62	25	15	M15×1	10
25	15	17	66	30	15	M17×1	10
32	20	25	79	40	20	M25×1	13,5
40	25	30	83	45	26	M30×1,5	13,5
50	30	40	95	50	26	M40×1,5	16,5
63	40	50	112	65	30	M50×1,5	19,5
80	50	60	125	75	40	M60×2	27
100	60	80	140	100	50	M80×2	35

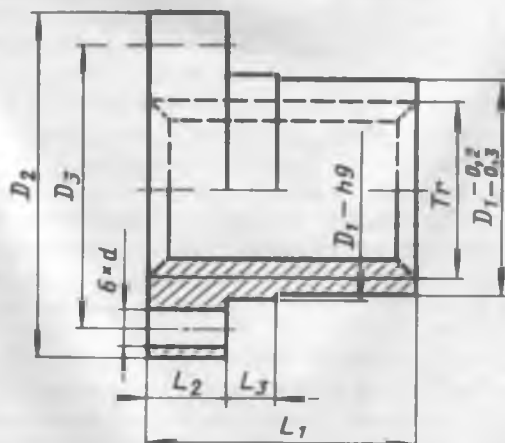


Рис. 6.3. Гайка с трапецидальной резьбой

6.6. Размеры, мм, фланцевых гаек (бронза) ходовых винтов с трапецеидальной резьбой

T_r	D_1	D_2	D_3	d	L_1	L_2	L_3
10×2	25	42	34	5	25	10	6
10×3	25	42	34	5	25	10	6
12×3	28	48	38	6	35	12	8
14×4	28	48	38	6	35	12	8
15×4	28	48	38	6	35	12	8
18×4	28	48	38	6	35	12	8
20×4	32	55	45	7	44	12	8
22×5	32	55	45	7	44	12	8
24×5	32	55	45	7	44	12	8
26×5	38	62	50	7	46	14	8
28×5	38	62	50	7	46	14	8
30×6	38	62	50	7	46	14	8
32×6	45	70	58	7	54	16	10
36×6	45	70	58	7	54	16	10
40×7	63	95	78	9	66	16	12
44×7	63	95	78	9	66	16	12
48×8	72	110	90	11	75	18	14
50×8	72	110	90	11	75	18	14
60×9	88	130	110	13	90	20	16

Расчет передачи ходовой винт — гайка с трением скольжения. При проектировании передачи ходовой винт — гайка выбирают размер винта, гайки, профиль и шаг резьбы опор ходового винта и др. Типоразмер передачи выбирают из условия допустимых значений сил растяжения и сжатия (табл. 6.7).

В формулах для расчета приняты следующие обозначения: P , d_2 , d_3 , D_4 , H_1 , a_c — параметры трапецеидальной резьбы, мм (см. рис. 6.1); E , G — модули упругости соответственно при растяжении и кручении, МПа; W и I_p — моменты соответственно сопротивления и инерции, мм⁴, поперечное сечение F , мм², винта; η — КПД резьбы; i — число витков гайки; σ_T — предел текучести материала, МПа; λ — угол подъема винтовой линии резьбы; ρ — угол трения резьбы; Q — осевая сила, действующая на винт, Н.

1. Расчет на износостойкость.

Давление на один опорный виток, МПа,

$$p = \frac{Q}{\pi d_2 H_1 i} \leq p_0,$$

где $p_0 = 2 \dots 4$ МПа для винтов 0, 1, 2-го классов точности; $p_0 = 5 \dots 12$ МПа для винтов 3-го и 4-го классов точности.

Примечание. Нагрузка по виткам считается равномерно распределенной.

Длина гайки, мм,

$$L_1 = \frac{2Q}{\pi d_2 p_0}.$$

2. Расчет на прочность ходовых винтов.

Эквивалентное (приведенное) напряжение, МПа,

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_T / n,$$

где $n = 3 \dots 5$ — коэффициент запаса.

6.7. Допустимые значения сил растяжения и сжатия для ходовых винтов с трапецидальной резьбой

Типоразмер передачи	Сила растяжения, ДаН	Сила сжатия, даН, при длине винта, м									
		0,20	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00
Tr10×3	330	75	12,0	5,4	3,0	—	—	—	—	—	—
Tr12×3	570	221	35,4	15,7	8,9	3,9	—	—	—	—	—
Tr14×4	710	345	55,2	24,6	13,8	6,1	3,4	—	—	—	—
Tr16×4	1040	740	118,0	52,4	29,5	13,1	7,4	4,7	3,3	1,8	—
Tr18×4	1430	1408	225,0	100,0	56,3	25,0	14,0	9,0	6,3	3,5	2,2
Tr20×4	1890	—	391,0	173,8	97,7	43,4	24,4	15,6	10,8	6,1	3,9
Tr22×5	2140	—	502,0	223,0	125,5	55,8	31,4	20,0	13,9	7,8	5,0
Tr24×5	2690	—	794,0	353,0	198,0	88,2	49,6	31,7	22,0	12,4	7,9
Tr26×5	3300	—	1200,0	532,0	300,0	133,0	74,8	47,8	33,3	18,7	12,0
Tr28×5	3980	—	1732,0	770,0	433,0	192,5	108,2	69,2	48,2	27,0	17,3
Tr30×6	4340	—	2062,0	918,0	517,0	229,0	129,0	82,5	57,3	32,2	20,6
Tr32×6	5110	—	2860,0	1271,0	715,0	318,0	178,0	114,3	79,4	44,7	28,6
Tr36×6	6830	—	5120,0	2280,0	1280,0	569,0	320,0	205,0	142,2	80,0	51,2
Tr40×7	8300	—	7560,0	3360,0	1890,0	840,0	472,0	302,0	210,0	118,0	75,6
Tr44×7	10460	—	—	5330,0	3000,0	1332,0	750,0	480,0	333,0	187,0	120,0
Tr50×8	13530	—	—	8940,0	5020,0	2230,0	1255,0	804,0	558,0	314,0	201,0
Tr55×9	16260	—	—	12880,0	7240,0	3220,0	1810,0	1160,0	805,0	452,0	290,0
Tr60×9	20030	—	—	19570,0	11000,0	4890,0	2750,0	1761,0	1222,0	688,0	440,0
Tr70×10	27810	—	—	—	21200,0	9420,0	5300,0	3390,0	2352,0	1325,0	848,0
Tr80×10	37940	—	—	—	—	17560,0	9880,0	6320,0	4890,0	2470,0	1580,0

Напряжение сжатия или растяжения, МПа, винта

$$\sigma = Q/F = 4Q/(\pi d_3^2).$$

Касательное напряжение, МПа,

$$\tau = T_n/W = T_n/(0,2d_3^3).$$

Крутящий момент на винте, Н·мм,

$$T_n = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho);$$

$$T_n = QP/(2\pi\eta).$$

3. Расчет на срез резьбы гаек.

Для металлических гаек касательное напряжение, МПа,

$$\tau = \frac{3,73Q}{\pi D_4(H_1 + 2a_c)l} < \tau_{\text{ср}}.$$

Для гаек из фтористой бронзы $\tau_{\text{ср}} = 25 \dots 35$ МПа.

4. Расчет критической частоты вращения, мин^{-1} , ходовых винтов:

$$n_{\text{кр}} = 5 \cdot 10^7 d_3 v k / L_n^2,$$

где k — коэффициент запаса, $k = 0,5 \dots 0,8$; v — коэффициент, зависящий от способа крепления винта (рис. 6.4); L_n — расстояние между опорами, мм.

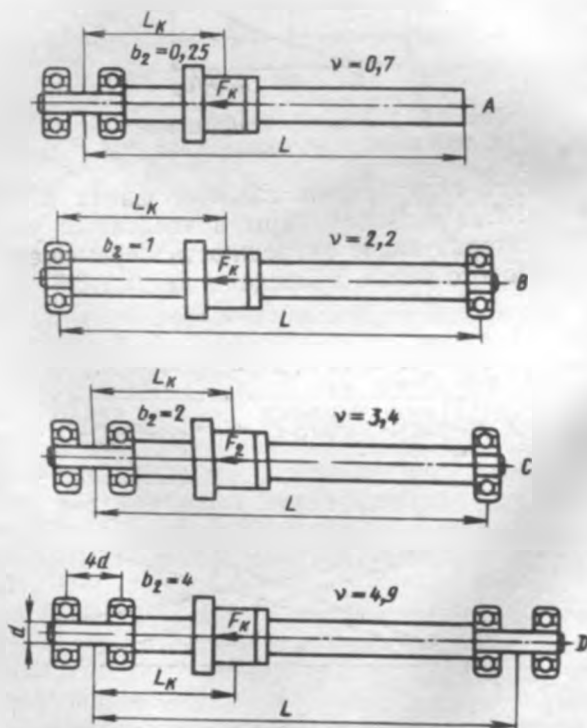


Рис. 6.4. Способы крепления винта:

A — один конец закреплен, другой свободный; B — оба конца на опорах; C — один конец закреплен, другой на опорном креплении; D — оба конца закреплены (закрепление возможно тогда, когда расстояние между двумя подшипниками опоры превышает или равно $4d$)

5. Расчет ходовых винтов на устойчивость.

Критическая осевая нагрузка при продольном изгибе, Н,

$$F_{кр} = b_2 34000 d_k^4 / L_k^2,$$

где b_2 — коэффициент, назначаемый в зависимости от принятой схемы крепления опор винта; L_k — расстояние от середины опоры винта до середины опоры гайки, мм; d_k — внутренний диаметр винта, мм.

6. Погрешность перемещения вследствие деформирования ходового винта.

Если растяжению (или сжатию) и скручиванию подвержен один и тот же участок l_1 ходового винта, погрешность перемещения, мм,

$$\Delta = \left(\frac{Q}{EF} + \frac{T_{\text{н}} P}{2\pi G I_p} \right) l_1 = \frac{Q l_1}{EF} (1 + k).$$

Если растяжению (или скручиванию) подвержен один участок ходового винта длиной l_2 , а скручиванию участок l_3 , погрешность перемещения

$$\Delta = \frac{Q}{EF} (l_2 + k l_3).$$

Коэффициент k (рис. 6.5) учитывает увеличение погрешности пе-

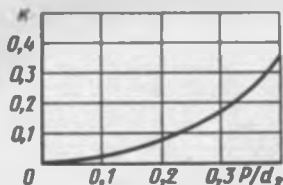


Рис. 6.5. Изменение коэффициента k в зависимости от соотношения P/d_2

ремещения вследствие скручивания ходового винта в зависимости от P/d_2 (при расчете КПД винтовой пары приведенный угол трения $\rho = 5^\circ$). Кривые, характеризующие погрешность перемещения вследствие деформирования ходового винта, приведены на рис. 6.6

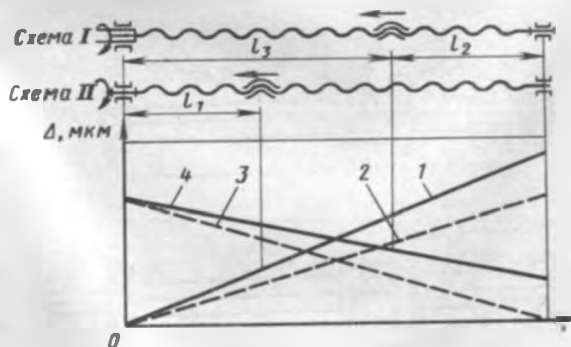


Рис. 6.6. Накопленная погрешность перемещения вследствие деформации ходового винта:

1 — погрешность от растяжения ходового винта с опорами по схеме I; 2 — суммарная погрешность от растяжения и скручивания ходового винта по схеме I; 3 — погрешность от сжатия ходового винта по схеме II; 4 — суммарная погрешность от сжатия и скручивания ходового винта по схеме II

Передача ходовой винт—гайка с трением качения

Передача ходовой винт — гайка с трением качения (ВГК) позволяет резко повысить КПД ($\eta > 0,9$) и уменьшить изнашивание поверхностей трения, твердость которых достигает HRC₆₇. Для металлорежущих станков диапазон типоразмеров шариковых винтовых передач ограничен значениями от $8 \times 2,5$ до 200×20 мм; точность передач по классам указана в DIN 69051 (Германия); накопленная погрешность перемещения ΔP_{300} по длине 300 мм равна 5; 10; 25; 50 мкм для шлифованных резьб и 25; 50; 100; 200 мкм для резьб, обработанных тонким фрезерованием. По ОСТ 2-Р31-4—88 допустимая ширина полосы V_{300P} на длине 300 мм равна 6, 12, 23, 52 мкм, рабочая температура от -20 до $+100^\circ \text{C}$. Передача обладает очень высокой чувствительностью [9, 10].

Основные профили резьбы передачи. Профиль резьбы задается в нормальном сечении, перпендикулярном к винтовой линии резьбы, проходит через центры шариков и лежащий на цилиндре номинальный диаметр d_0 . Основными профилями резьбы этой передачи являются полукруглый и арочный (рис. 6.7).

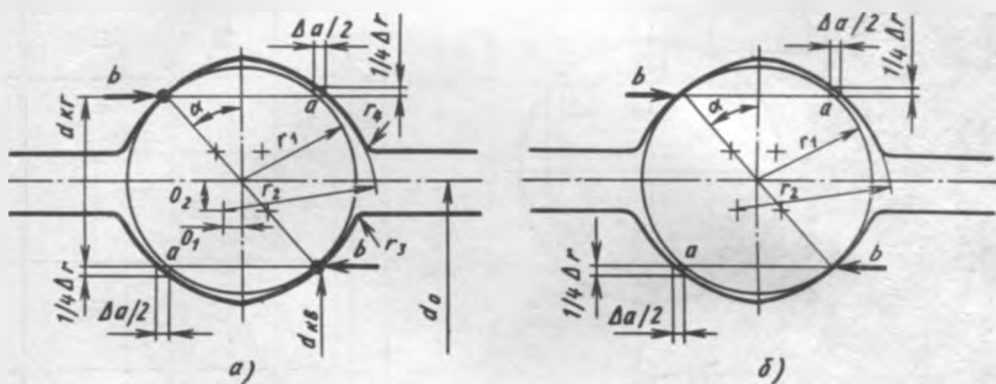


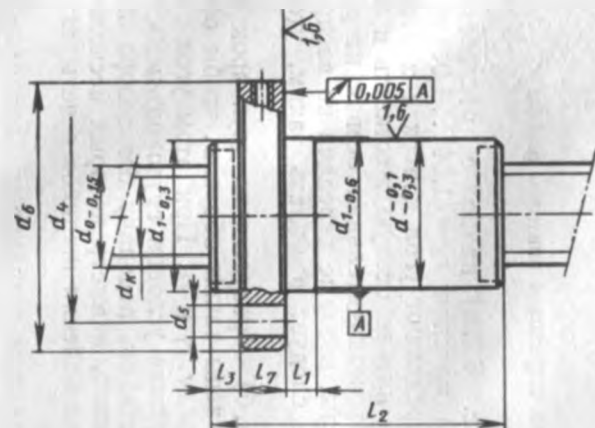
Рис. 6.7. Основные профили шариковой винтовой резьбы

Полукруглый профиль (рис. 6.7, а) наиболее распространен в станкостроении. Радиус канала качения $r_2 = (1,04 \dots 1,03) r_1$. Осевой Δa и радиальный Δr зазоры определяют угол контакта α . При малых углах контакта передача имеет низкие осевую жесткость и нагрузочную способность, так как даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные силы, которые передача не воспринимает. Поэтому диаметральный зазор следует выбирать таким, чтобы угол контакта $\alpha = 45 \dots 60^\circ$.

Арочный профиль (рис. 6.7, б) образуется из двух арок окружности радиусом r_2 , которые выполнены таким образом, чтобы обеспечить определенное соотношение между r_1 и r_2 . При этом угол контакта $\alpha = 45^\circ$, что обеспечивает наилучшие условия грузоподъемности. Арочный профиль позволяет осуществлять передачу без зазора или с натягом за счет применения шариков, диаметр которых несколько больше номинального. Радиус канала качения шариков с четырехточечным контактом $r_2 = (1,20 \dots 1,15) r_1$.

Основные параметры и размеры шариковых винтовых передач

6.8. Выходные параметры шариковых винтовых передач с двойной гайкой и боковым фланцем (по DIN 69051)
Линейные размеры в мм



Положение присоединительного отв. М6, глуб. 8 мм
для подвода масла

Положение присоединительного отв. М8-1, глуб. 10 мм
для подвода масла

Схема располож. отв. ds
при d0=25...32 мм

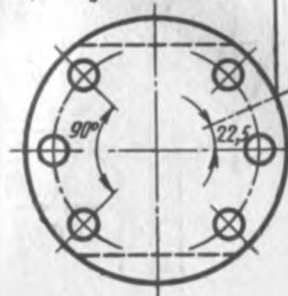
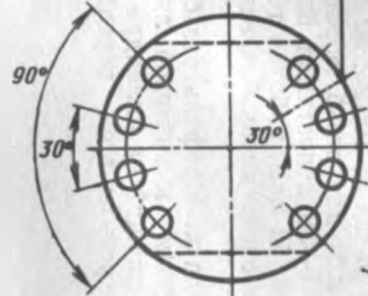
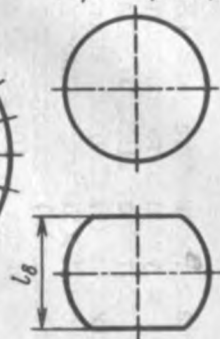


Схема располож. отв. ds
при d0=40...200 мм



Формы фланцев



Номинальный диаметр d0	Шаг P	Диаметр					Длина				Длина гайки l2 при числе опорных витков				
		dk	d1	d4	d6	d8	l1	l3	l7	l8	3	4	5	6	7
25	5	21,8	40	51	6,6	62	10	8	10	48	76	86	96		
	10	21,4					16				106				
32	5	28,8	50	65	9	80	10	8	12	62		86	96	106	
	10	28,4					16				106	126			

40	5	36,8	63	78	9	93	10	10	14	70			97	107	117
	10	34,3					16				115	135	155		
50	5	46,8	75	93	11	110	10	10	16	85			97	107	117
	10	43,8					16					135	155	175	
63	5	59,8	90	108	11	125	10	10	18	95			99	109	119
	10	56,8					16						157	177	197
	20		95	115	13,5	135	24		20	100	17	257			
80	10	73,8	105	125	13,5	145	16	10	20	110			157	177	197
	20	68,0	125	145		165	24	15	25	130		231	271	311	
100	10	93,8	125	145	13,5	165	16	12	22	130			157	177	197
	20	88,0	150	176	17,5	202	24	15	30	155			271	311	351
125	10	118,8	150	176	17,5	202	16	12	25	155			157	177	197
	20	113,0	170	196		222	24	15	30	175			271	311	351
160	10	153,8	185	212	17,5	240	16	12	30	190			157	177	197
	20	148,0	210	243	22	275	24	15	40	215			271	311	351
200	20	188,0	250	290	26	330	24	15	45	255			271	311	351

[illegible]

		71	83				196	245				2000	2500		
80			89	101	113			317	380	444			3070	3840	4230
		193	226	257			453	566	680			2600	3250	3600	
100			95	108	120			400	480	560			3600	4500	5000
			231	263	293			687	824	962			3800	4750	5240
125			101	115	128			500	600	700			3900	4870	5380
			246	279	311			866	1040	1212			4270	5340	5900
160			109	124	138			635	763	889			4800	6000	6600
			265	301	335			1140	1370	1595			5760	7200	7950
200			284	323	359			1432	1720	2004			6870	8590	9480

Примечание. Полужирным шрифтом выделены рекомендуемые значения параметров.

(ШВП). Основные параметры и размеры этих передач должны соответствовать ГОСТ 25329—82 и ОСТ 2 Р31-1—80. Передачи других параметров и размеров изготовляют по специальным техническим условиям. Качество материалов, обработки и сборки должны соответствовать ГОСТ 7599—82, а для поставок в районы с тропическим климатом — РТМ 2Н06-1—78.

Диапазон радиальных зазоров между винтом и гайкой до создания предварительного натяга ограничен значениями: максимальный от 0,093 до 0,250 мм, минимальный от 0,067 до 0,180 мм в зависимости от типоразмера передач. Основной профиль полукруглой резьбы для

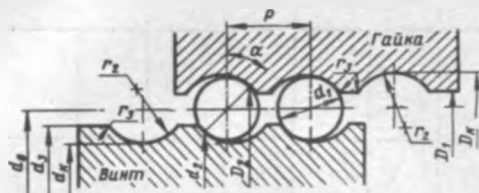


Рис. 6.8. Номинальные профили полукруглой резьбы и его элементы

винта и гайки и его элементы приведены на рис. 6.8, а выходные параметры передачи — в табл. 6.8 и 6.9.

6.9. Выходные параметры передач исполнений 2, 3, 4 по ОСТ 2Р31-1—80

Номинальный диаметр d_n , мм	Шаг резьбы P , мм	Осевая жесткость системы гайки, Н/мм, не менее	Момент холостого хода $M_{х.х.}$, Н·м	Отклонения момента холостого хода, Н·м, в пределах одного оборота винта, не более	Грузоподъемная сила, Н	
					статическая C_0	динамическая C
20	5	300	0,08—0,16	0,05	15 500	6 200
25	5	420	0,10—0,26	0,10	20 000	8 900
32	5	590	0,20—0,50	0,20	26 700	11 000
32	6	550	0,21—0,45	0,15	19 900	12 000
40	5	740	0,33—0,82	0,28	35 300	12 300
40	6	700	0,30—0,76	0,25	37 800	13 400
40	10	620	0,95—0,63	0,20	61 700	30 400
50	5	960	0,52—1,30	0,30	44 900	13 500
50	6	910	0,50—1,20	0,30	52 920	15 800
50	10	840	0,46—1,14	0,30	80 200	34 100
50	12	750	0,45—0,98	0,30	81 900	38 500
63	10	1090	0,78—1,95	0,40	107 000	88 300
80	10	1430	1,28—3,21	0,50	141 000	42 800
80	20	1240	1,04—2,61	0,50	212 000	84 300
100	10	1860	2,08—5,20	0,60	179 000	47 000
100	20	1780	2,10—5,24	0,70	276 000	93 100

Нормы кинематической точности. Стандартный ход передачи P — величина, соответствующая установленному стандартom расстоянию, на которое переместится гайка вдоль оси винта за один оборот (за 2π рад).

Расчетный ход передачи P_n — величина, соответствующая расчетному расстоянию, на которое переместится гайка вдоль оси винта за один оборот (за 2π рад).

Действительный ход передачи P_d — величина, соответствующая измеренному расстоянию, на которое переместится гайка по винту за один оборот (за 2π рад).

Отклонение хода передачи ΔP — разность действительного и расчетного шагов передачи, $\Delta P = P_d - P_n$.

Длина перемещения L — величина, соответствующая расстоянию, на которое переместится гайка (винт) вдоль оси винта при повороте винта (гайки) на n ($n > 0$) оборотов (на $2\pi n$ рад).

В зависимости от числа оборотов винта (гайки) и хода передачи устанавливают $L = Pn$ — длину стандартного перемещения; $L_n = P_n n$ — длину расчетного перемещения; $L_d = P_d n$ — действительную (измеренную) длину перемещения.

Отклонение длины перемещения ΔL — разность действительной длины и длины расчетного перемещения, $\Delta L = L_d - L_n$.

Длина заданного участка перемещения l — произвольно выбранная длина перемещения вдоль оси винта на любом из его участков, в том числе длина, соответствующая длине всей резьбовой части винта.

Отклонение длины перемещения ΔP_z (рис. 6.9, а) в пределах за-

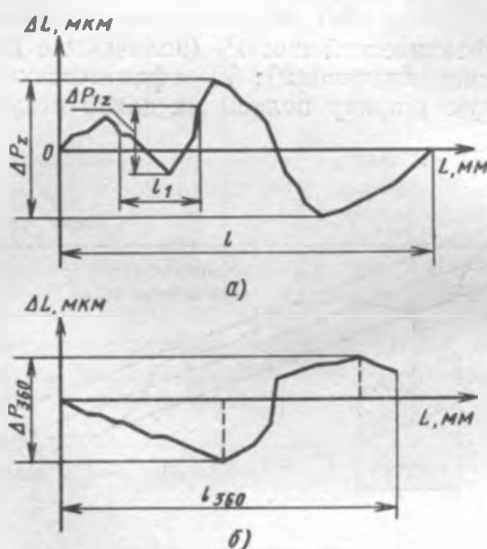


Рис. 6.9. Накопленные отклонения длины винта (а) и шага резьбы (б)

данной длины перемещения l — наибольшая алгебраическая разность отклонений длин двух любых перемещений, взятых в пределах заданной длины перемещения при повороте винта (гайки) на n ($n > 1$) оборотов (на 2π рад).

Накопленное внутришаговое отклонение ΔP_{360} (рис. 6.9, б) — наибольшая алгебраическая разность отклонений длин двух любых перемещений, взятых в пределах поворота винта (гайки) на угол $\varphi = 360^\circ$ ($\varphi = 2\pi$ рад).

Кинематическая точность передачи — точность перемещения гайки относительно винта, характеризуемая накопленным отклонением длины перемещения ΔP_z в пределах заданной длины перемещения l и накопленным внутришаговым отклонением ΔP_{360} (табл. 6.10).

6.10. Классы точности и нормы кинематической точности передач

Класс точности	Накопленное внутреннее отклонение ΔP_{200} мкм	Накопленное отклонение длины перемещения $\Delta P\Sigma$, мкм, не более, в зависимости от нормы кинематической точности									
		До 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000	Св. 1000 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000	Св. 4000 до 6300	Св. 6300 до 10000
1	3	7	9	11	13	16	22	35	56	—	—
2	4	11	13	16	20	25	36	56	85	125	200
3	6	16	20	25	30	38	56	85	125	190	290
4	8	25	30	36	45	60	85	125	190	290	450

Примечания. 1. Изготовление передач первого класса точности требует особого согласования с предприятием-изготовителем. 2. Нормы кинематической точности указаны для передач с предварительным натягом по ТУ 2-024-5260—79, контролируемых при температуре $(20 \pm 0,5)^\circ\text{C}$ без приложения осевой нагрузки.

Точность шага по ISO 3408: классы IT1, IT3, IT5, IT7, IT10; по DIN 69051: классы 5, 10, 25, 50, 100, 200.

Согласно ISO DP и ISO DC различают номинальный шаг P , заданный шаг P_n , фактический шаг P_a (величины с индексом a соответствуют фактическим значениям); V_a — фактическую ширину полосы; V_{300a} — фактическую ширину полосы на длине резьбы 300 мм.

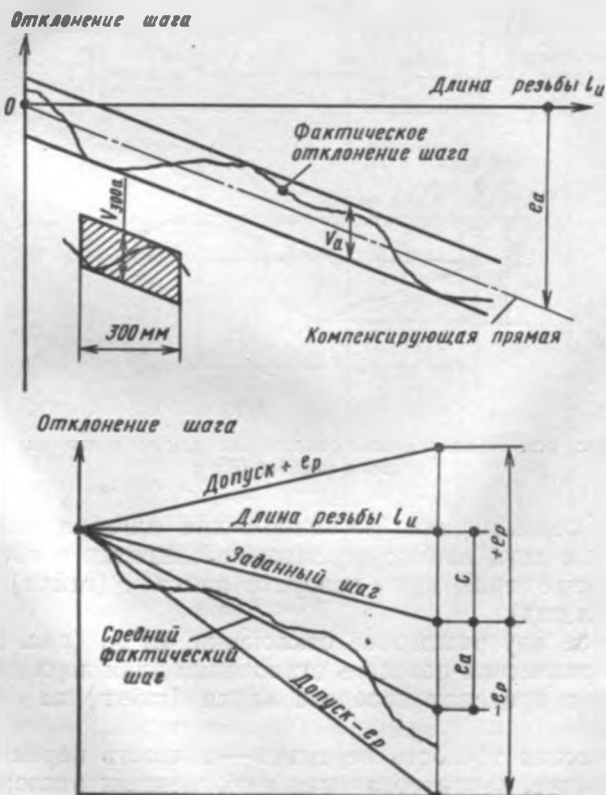


Рис. 6.10. Параметры кинематической точности ШВП

Из характеристики фактического шага определяют компенсирующую прямую (рис. 6.10). Линии допусков ширины полосы проходят параллельно компенсирующей прямой; c — компенсирующее отклонение номинального перемещения от действительного на длине l_n .

Чтобы компенсировать изменения длины винта в результате нагрева или предварительного натяга, определяют заданный шаг или задают с помощью значения e (компенсации) разность между заданным и номинальным шагом на длине l_n . Все отклонения относятся тогда к заданному шагу. Допустимые отклонения шага приведены на рис. 6.10 и в табл. 6.11 Они определены по классам точности в зависимости от длины резьбы.

Значения V_p и $\pm e_p$ можно произвольно выбирать из различных классов допуска, чтобы сузить ширину полосы, определяющую технические характеристики.

6.11. Точность передач по DIN 69051

Резьба	Класс точности	Накопленная погрешность шага ΔP_{ges} , мкм, на длине винта l_p , мм						
		300	600	900	1200	1500	2000	3000
Шлифованная	5	5	8	11	13	15	19	25
	10	10	16	22	26	31	38	50
	25	25	41	54	66	77	94	125
	50	50	81	108	132	154	189	250
Фрезерованная	25	15	50	75	100	125	167	250
	50	50	100	150	200	250	333	500
	100	100	200	300	400	500	666	1000
	200	200	400	600	800	1000	1330	2000

6.12. Допустимые отклонения шага в пределах длины резьбы

Длина резьбы, мм.		V_p , мкм				$\pm e_p$, мкм			
от	до	IT1	IT3	IT5	IT7	IT1	IT3	IT5	IT7
0	300	6	12	23	52	—	—	—	—
301	500	7	13	26	57	—	—	—	—
501	630	7	14	29	62	9	16	30	70
631	800	8	16	31	68	10	18	35	80
801	1000	9	17	35	74	11	21	40	90
1001	1250	10	19	39	82	13	24	46	105
1251	1600	11	22	44	93	15	29	54	125
1601	2000	13	25	51	106	18	35	65	150
2001	2500	15	29	59	123	22	41	77	175
2501	3150	17	34	69	143	26	50	93	210
3151	4000	21	41	82	170	32	62	115	260
4001	5000	25	50	99	203	39	76	140	320
5001	6300	30	60	119	244	48	92	170	390
V_{300P}		6	12	23	52	—	—	—	—

Примечание. $\pm e_p$ — среднее допустимое отклонение шага, отнесенное к l_n ; V_{300P} — допустимая ширина полосы на длине 300 мм; V_p — допустимая ширина полосы на длине l_n .

Согласно DIN 69051 в производстве прецизионных шариковых винтовых передач предусмотрено четыре класса исполнения, каждый из которых имеет суммарную погрешность шага винта, относящуюся к 300 мм длины резьбы (табл. 6.11 и 6.12).

Накопленная погрешность шага резьбы винта в пределах нарезанной части l_p винта, мкм,

$$\Delta P_{ges} = \Delta P_{300} (l_p / 300)^{0.7},$$

где ΔP_{300} — накопленное отклонение перемещения на длине 300 мм, мкм.

Конструкции шариковых винтовых передач. Шариковый винтовой механизм (рис. 6.11) имеет стальной вал с резьбой арочного или полу-

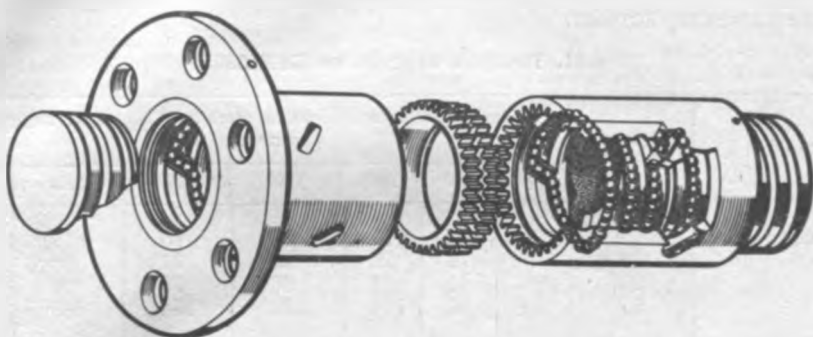


Рис. 6.11. Шариковая винтовая передача

круглого профиля. Профиль гайки идентичен профилю винта. В канавках винта и гайки расположены шарики, которые вращаются и перемещаются вдоль канала. Для нормального движения шариков между винтовыми поверхностями винта и гайки шарики помещают в замкнутый контур. Для этой цели предназначены различные обводные каналы, которые выполняют либо в теле гайки (чаще всего), либо в теле винта. Обводной канал в теле гайки выполняют в виде: специально изогнутой трубки, фрезерованного канала в теле гайки или специального вкладыша, соединяющего две соседние канавки винтовой резьбы гайки.

Изогнутой трубкой соединяют начало и конец рабочего участка винтового контура, заполненного шариками. Шарiki в трубку направляются либо непосредственно концом трубки, либо с помощью отражателей. В фрезерованном канале шарики направляются отражателями. Специальные профильные вкладыши, которые вставляют в прорези гайки, обеспечивают рециркуляцию шариков в каждом отдельном витке гайки.

Для шариковых винтовых механизмов, применяемых в следящих системах и механизмах привода подач станков с ЧПУ, наличие осевого зазора недопустимо, так как при этом невозможно обеспечить точную передачу движения к исполнительному органу станка. Поэтому гайки ШВП снабжают устройствами для создания и регулирования натяга.

Методы регулирования натяга. Существуют три метода регулирования.

1. Регулируется относительное осевое расположение гаек при их неизменном угловом положении (рис. 6.12, а). Расстояние между гайка-

ми регулируют прокладками, причем винт может испытывать либо растяжение, либо сжатие. Конструкция проста, однако трудно обеспечить точное регулирование. Этот недостаток устраняется при использовании вместо прокладки пакета из пьезокерамических пластин, на который подается напряжение. Конструкция позволяет определить нулевой натяг и осуществить бесступенчатое регулирование натяга в процессе работы станка.

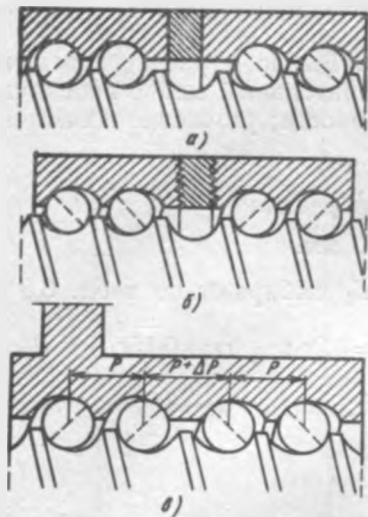


Рис. 6.12. Методы регулирования натяга в гайке

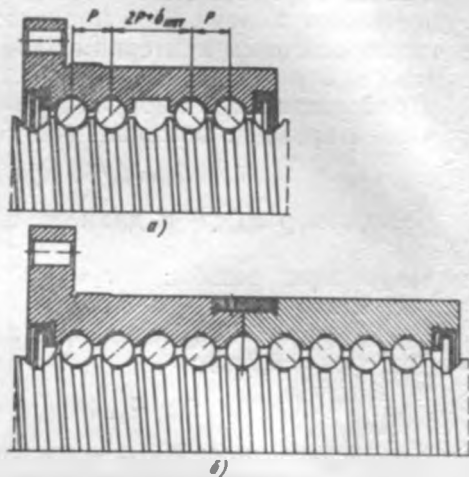


Рис. 6.13. Шариковая винтовая передача с технологическими осевыми сдвигами резьбы гайки:
а — одно- и двухвинтовой; б — многовинтовой

2. Регулируется относительное угловое расположение гаек при неизменном осевом (рис. 6.12, б). Шариковый винтовой механизм снабжен гайками с зубчатыми венцами, входящими в соответствующие зубчатые венцы стакана. При регулировании гайки поворачивают на необходимое число зубьев, а затем вводят в зацепление с зубьями стакана. Число зубьев на стакане отличается на единицу, поэтому гайки можно повернуть на малый угол. Конструкция обладает высокой осевой жесткостью вследствие отсутствия болтовых соединений и позволяет осуществлять тонкое регулирование.

3. Создается постоянный технологический натяг в одной гайке (рис. 6.12, в). Заданный предварительный натяг создается в процессе изготовления резьбы гайки. Половину длины резьбы гайки шлифуют с шагом P , затем шлифовальный круг смещают в осевом направлении на величину натяга и шлифуют вторую половину длины резьбы гайки с шагом P . Натяг осуществляется в процессе сборки передачи.

При изготовлении шариковых винтовых передач с технологическим осевым сдвигом резьбы многовинтовой гайки предварительный натяг двойных гаек обеспечивают шлифованием торцов (рис. 6.13). За один установ гайки шлифуют резьбу, торец, наружный диаметр и соединительный фланец, что исключает взаимное биение указанных поверхностей. Обе гайки соединяют в осевом направлении с помощью установочного кольца, обеспечивая требуемую угловую жесткость обеих полу гаек. Предварительный натяг в процессе эксплуатации остается не-

изменным. Для больших гаек применяют гидравлический демонтаж и гидравлическую юстировку. Установочные кольца можно устанавливать как по наружному, так и по внутреннему диаметру резьбы цилиндрических гаек.

ОСТ 2Р31-1—80 предусмотрено три варианта исполнения корпусов гаек: исполнение 1 — гайка без корпуса и предварительного натяга; исполнение 2 — двойная гайка с предварительным натягом и боковым фланцем; исполнения 3 и 4 — двойные гайки с предварительным натягом и блочным корпусом.

Расчет передачи винт — гайка качения. Выбор и расчет передачи осуществляют в следующем порядке: предварительный выбор передачи; расчет по основным критериям работоспособности; уточнение и окончательный выбор передачи.

Предварительный выбор передачи:

Ориентировочно номинальный диаметр передачи

$$d_0 = L/60 \text{ при } L < 4000 \text{ мм.}$$

Типоразмер $d_0 \times P$ и диаметр шарика d_1 выбирают по табл. 6.8 и 6.9.

Параметры резьбы: $r_2 = 1,035r_1$; $r_3 = 0,2r_1$; $r_4 = 0,15r_1$; $d_2 = d_0 - d_1 \cos \alpha$; $D_2 = d_0 + d_1 \sin \alpha$.

Число шариков в передаче: $z_1 = \pi d_0 / d_1$; $z_{1\text{раб}} = z_1 - 3P / d_1$; $z_{\text{раб}} = z_{1\text{раб}} i$; $z_{\text{расч}} = 0,7 z_{\text{раб}}$;

$$z'_{\text{расч}} = z_{\text{расч}} \sqrt{Q / Q_{\text{доп}}}$$

где $z_{\text{расч}}$ — расчетное; $z'_{\text{расч}}$ — расчетное при $Q_{\text{доп}}$; $z_{1\text{раб}}$ — в одной гайке; z_1 — в одном витке; $z_{\text{раб}}$ — рабочее число шариков.

1. Расчет на статическую прочность.

Предельно допустимая статическая нагрузка, Н, на один шарик

$$P_{\text{доп-ст}} \approx 20 d_1^2.$$

Допустимая статическая нагрузка, Н, на винт при отсутствии предварительного натяга

$$Q_{\text{доп. ст}} = P_{\text{доп. ст}} z_{\text{расч}} \sin \alpha.$$

2. Расчет на долговечность.

Средняя (расчетная) частота вращения, мин^{-1} , винта

$$n_m = n_1 q_1 / 100 + n_2 q_2 / 100 + \dots + n_n q_n / 100.$$

Эквивалентная нагрузка, Н,

$$F_m = \sqrt[3]{F_{a1}^3 \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + F_{a2}^3 \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100} + \dots + F_{an}^3 \frac{n_n}{n_m} \frac{q_n}{100}}.$$

При систематически изменяющейся нагрузке

$$F_m = F_{\text{min}} + 2M_{\text{max}}/3.$$

Номинальный срок службы передачи (число оборотов)

$$L_{10^6} = (C / F_m)^3 \cdot 10^6.$$

Номинальная долговечность передачи, ч,

$$L_h = L_{10^6} / (60 n_m) = 16666 / n_m (C / F_m)^3.$$

Долговечность может быть определена по номограмме (рис. 6.14). Номограмму используют в такой последовательности.

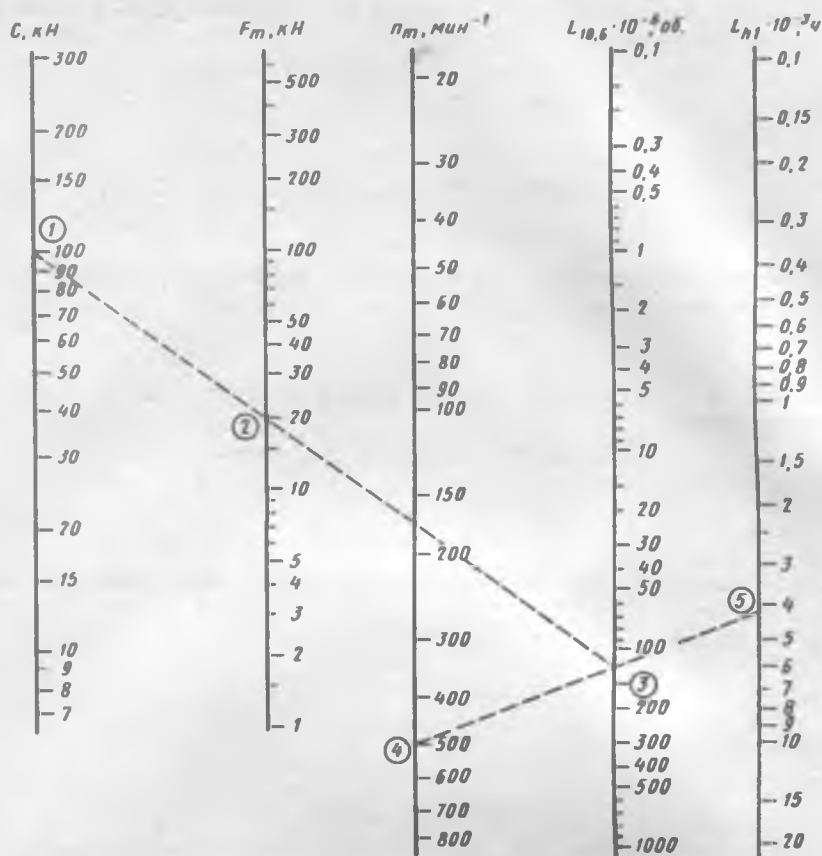


Рис. 6.14. Номограмма для определения долговечности ШВП

1. Динамическую грузоподъемную силу C назначают по требованию заказчика (например, $C=100$ кН). При стандартном исполнении ШВП значение C определяют по табл. 6.8 и 6.9.

2. По группе нагрузок определяют F_m (например, $F_m=20$ кН, точка 2).

3. Прямая, соединяющая точки 1 и 2, пересекает L_{10^6} в точке 3 и определяет номинальный срок службы передачи L_{10^6} в числах оборотов ($L_{10^6}=125 \cdot 10^6$ об.).

4. Средняя частота вращения винта $n_m=500$ мин⁻¹.

5. Прямая, соединяющая точки 4 и 3, пересекает L_h в точке 5 и определяет номинальную долговечность в часах ($L_h=4200$ ч).

3. Расчет предварительного натяга [1].

Допустимая нормальная сила натяга, Н, на один шарик:
максимальная

$$P_{\text{нат. max}} = P_{\text{доп}} (1 - 0,55Q/Q_{\text{доп}});$$

минимальная

$$P_{\text{нат. min}} = 0,5Q / (z_{\text{расч}} \sin \alpha).$$

Относительное осевое смещение, мкм, профилей резьбы двух гаек, необходимое для создания натяга,

$$\delta_{\text{нат}} = \frac{4C_k}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\left(\frac{P}{10}\right)^2},$$

где

$$C_k = \frac{10^3 [1,41 - 1,17 (1 - r_1/r_2)(1 - d_1 \cos \alpha/d_0)]^2}{\sqrt[3]{E^2}} \sqrt[3]{\frac{1 - r_1/r_2}{r_1}},$$

здесь E — модуль упругости 1-го рода; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Сила предварительного натяга, Н,

$$P_{\text{нат}} \approx 0,25 Q_{\text{доп. ст.}}$$

Нормальная сила натяга, Н, на один шарик:

максимальная

$$P_{\text{нат max}} = P_{\text{доп}} (1 - 0,55 Q/Q_{\text{доп}});$$

минимальная

$$P_{\text{нат min}} = \frac{0,5Q}{z_{\text{расч}} \sin \alpha}.$$

Осевое перемещение, мкм, профилей резьбы двух гаек для создания силы натяга:

максимальное

$$\delta_{\text{нат max}} = 6 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{нат max}}^2}{10^3 d_1}};$$

минимальное

$$\delta_{\text{нат min}} = 6 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{нат min}}^2}{10^3 d_1}}.$$

Допустимая нагрузка, Н, при силе предварительного натяга

$$Q_{\text{доп. нат}} = Q_{\text{доп}} \frac{P_{\text{доп}} - P_{\text{нат}}}{0,55 P_{\text{доп}}}.$$

Если $Q_{\text{доп. нат}} > 0,99 Q_{\text{доп}}$, то $Q_{\text{доп. нат}} = 0,9 Q_{\text{доп}}$.

4. Расчет на жесткость и податливость.

Суммарная осевая податливость передачи, мкм/Н,

$$\frac{1}{C_a} = \frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_L},$$

где C_L — жесткость опор винта; C_s — осевая жесткость винта, Н/мкм при односторонней опоре $C_s = EF/10^3 L$ или $C_s = 165 d_k^2/L$; при двусторонней опоре $C_s = 4EF/(10^3 L)$ или $C_s = 4 \cdot 165 d_k^2/L$.

Суммарная осевая податливость системы гаек и корпуса, мкм/Н,

$$\frac{1}{C_M} = \frac{1}{C_T} + \frac{1}{C} \quad \text{или} \quad C_M = (0,6 \dots 0,8) C,$$

где C_T — жесткость корпуса гайки; C — жесткость контакта винт — шарик — гайка.

5. Расчет потерь на трение и КПД [1].

КПД передачи

$$\eta = K_\eta \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)},$$

где λ — угол подъема винтовой линии, $\operatorname{tg} \lambda = P/(\pi d_0)$; ρ — приведенный угол трения, $\operatorname{tg} \rho = f_k/(r_1 \sin \alpha)$; коэффициент

$$K_\eta = \frac{[P_I \cos(\lambda + \rho)/P_{\text{нат}} - P_{II} \cos(\lambda - \rho)/P_{\text{нат}}]}{P_I \sin(\lambda + \rho)/P_{\text{нат}} - P_{II} \sin(\lambda - \rho)/P_{\text{нат}}} \operatorname{tg}(\lambda + \rho),$$

здесь $P_I/P_{\text{нат}} = 1 + 0,55 Q_1/P_{\text{нат}}$; $P_{II}/P_{\text{нат}} = 1 - 0,43 Q_1/P_{\text{нат}}$; P_I и P_{II} — нормальные силы, H , действующие на шарики (см. рис. 6.17).

При натяге

$$Q_1/P_{\text{нат}} = Q/(z_{\text{расч}} \sin \alpha \cos \lambda P_{\text{нат}}).$$

Коэффициенты $P_I/P_{\text{нат}}$ (кривая 1) и $P_{II}/P_{\text{нат}}$ (кривая 2) могут быть определены по номограмме, приведенной на рис. 6.15.

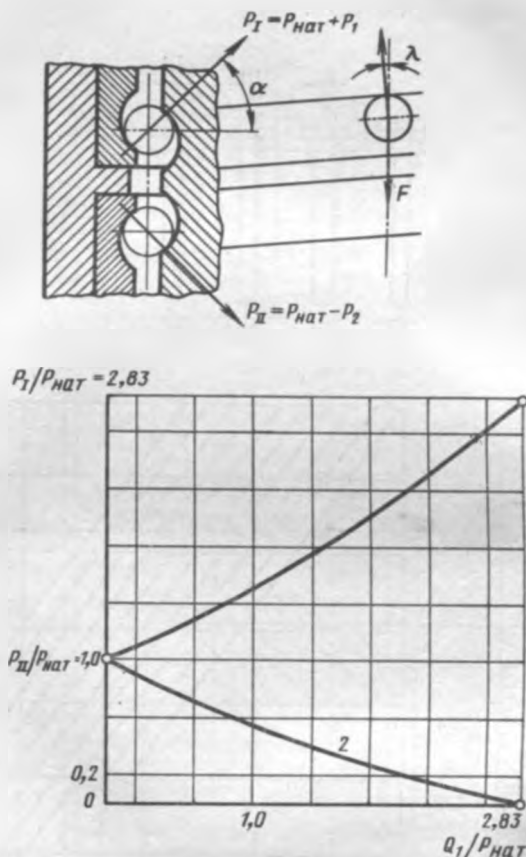


Рис. 6.15. Зависимость P_I и P_{II} на шариках от осевой нагрузки F при наличии натяга:

$$1 - \frac{Q_1}{P_{\text{нат}}} = \frac{P_I}{P_{\text{нат}}} - \left[2 - \left(\frac{P_I}{P_{\text{нат}}} \right)^{2/3} \right]^{3/2};$$

$$2 - \frac{Q_1}{P_{\text{нат}}} = \left[2 - \left(\frac{P_{II}}{P_{\text{нат}}} \right)^{2/3} \right]^{3/2} - \frac{P_{II}}{P_{\text{нат}}}$$

Наибольшая нагрузка, H , начиная с которой передача перестает быть самотормозящейся,

$$Q_{\text{торм}} = P_{\text{нат}} z_{\text{расч}} \sin \alpha \frac{\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)}{0,43 \sin(\lambda + \rho) + 0,55 \sin(\lambda - \rho)}.$$

Момент холостого хода, Н·мм,

$$M_{x.x} = P_{нат} z_{расч} \sin \alpha \cdot 0,5 d_2 [\sin (\alpha + \rho) - \sin (\alpha - \rho)].$$

6. Расчет критической частоты [6].

Допустимая критическая частота вращения винта, мин⁻¹,

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 (d_k / L_n^2) \nu K,$$

где ν — коэффициент, зависящий от способа крепления винта (см. рис. 6.4); K — коэффициент запаса, $K = 0,5 \dots 0,8$.

Допустимую критическую частоту можно определить по номограмме, приведенной на рис. 6.16.

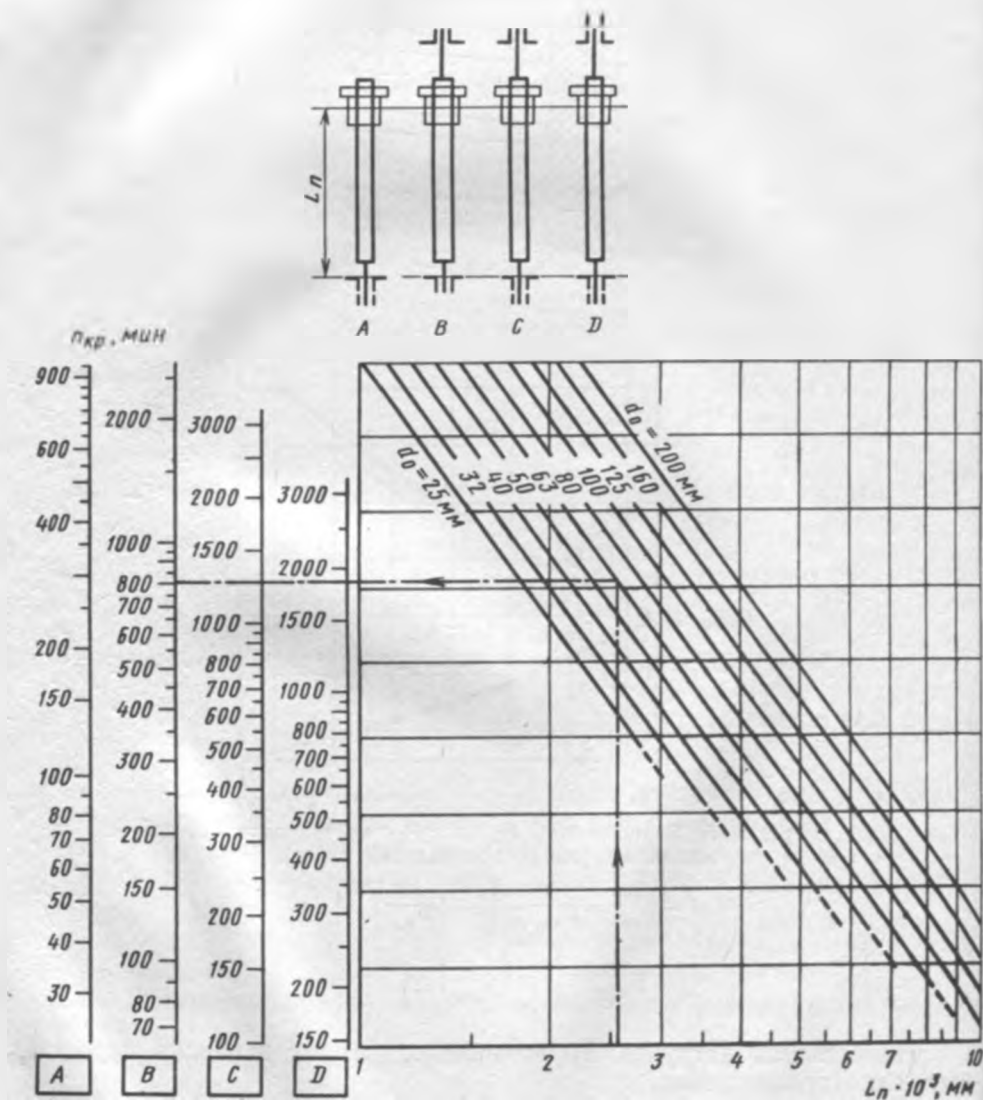


Рис. 6.16. Номограмма для определения критической частоты вращения винта

7. Расчет на устойчивость (продольный изгиб).

Критическая осевая нагрузка, Н, при продольном изгибе

$$F_x = d_k^4 \cdot 34\,000 \cdot b_2 / L_k^2,$$

где b_2 — коэффициент, зависящий от способа крепления винта (см. рис. 6.4); L_k — длина винта.

Допустимое значение критической осевой нагрузки можно определить по номограмме, показанной на рис. 6.17.

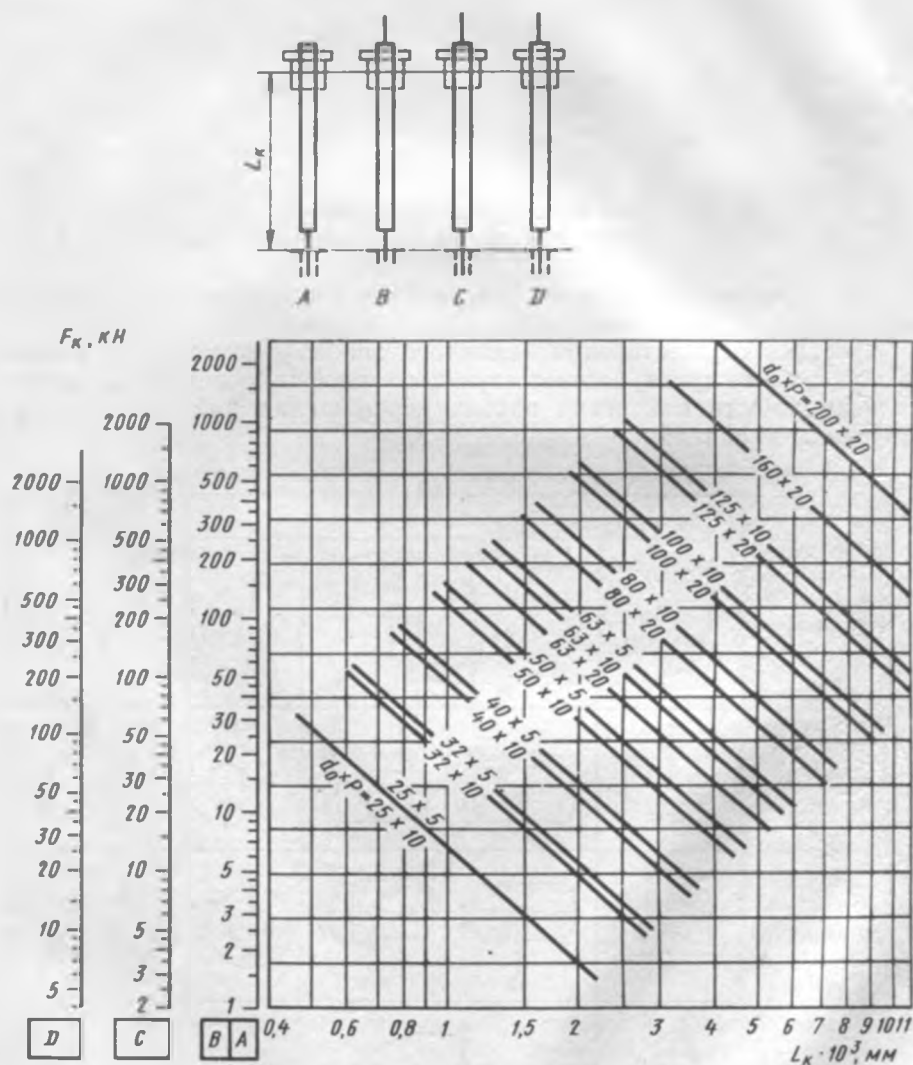


Рис. 6.17. Номограмма для определения критической осевой нагрузки винта

6.3. Кулачковые, кривошипно-ползунные и кривошипно-кулисные механизмы

Кулачковые механизмы широко применяют в металлорежущих станках, особенно в токарных автоматах и полуавтоматах, где они осуществляют управление и перемещение их рабочих органов. Структурно кулачковый механизм (рис. 6.18) имеет кулачок 6 (рис. 6.18, а), башмак 5, толкатель 4 с передаточными рычагами 3 (их может и не быть), передающими движение от кулачка 6 на рабочий орган 2 с замыкающей пружиной 1.

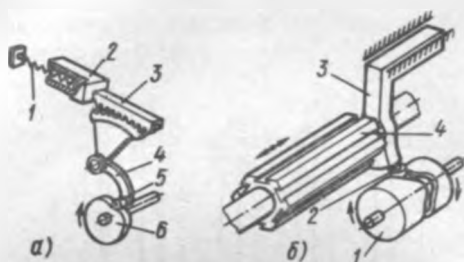


Рис. 6.18. Кулачковый механизм:
а — с дисковым кулачком; б — с цилиндрическим (барabanным) кулачком

По сравнению с другими механизмами и устройствами кулачковые механизмы имеют следующие преимущества:

простота осуществления заданного закона перемещения рабочего органа станка путем соответствующего профилирования кулачка;

возможность изменения закона перемещения рабочего органа за счет смены кулачка;

6.13. Основные типы кулачков, толкателей и кулачковых механизмов.

	Кулачок		
	плоский (клин)	цилиндрический	дисковый
Толкатель			
Поступательный			
Качающийся			

простота выполнения цикличной и согласованной во времени работы нескольких рабочих органов;

достаточно высокая точность воспроизведения заданного закона перемещения;

возможность получения плавного и равномерного перемещения на рабочих подачах;

сравнительно простая и недорогая конструкция, построенная полностью на механической основе;

компактность и небольшие габаритные размеры;

высокая надежность в работе.

В табл. 6.13 показаны варианты исполнения кулачковых механизмов при применении плоских, дисковых и цилиндрических (барабанных) кулачков с поступательно перемещающимся и качающимся толкателем.

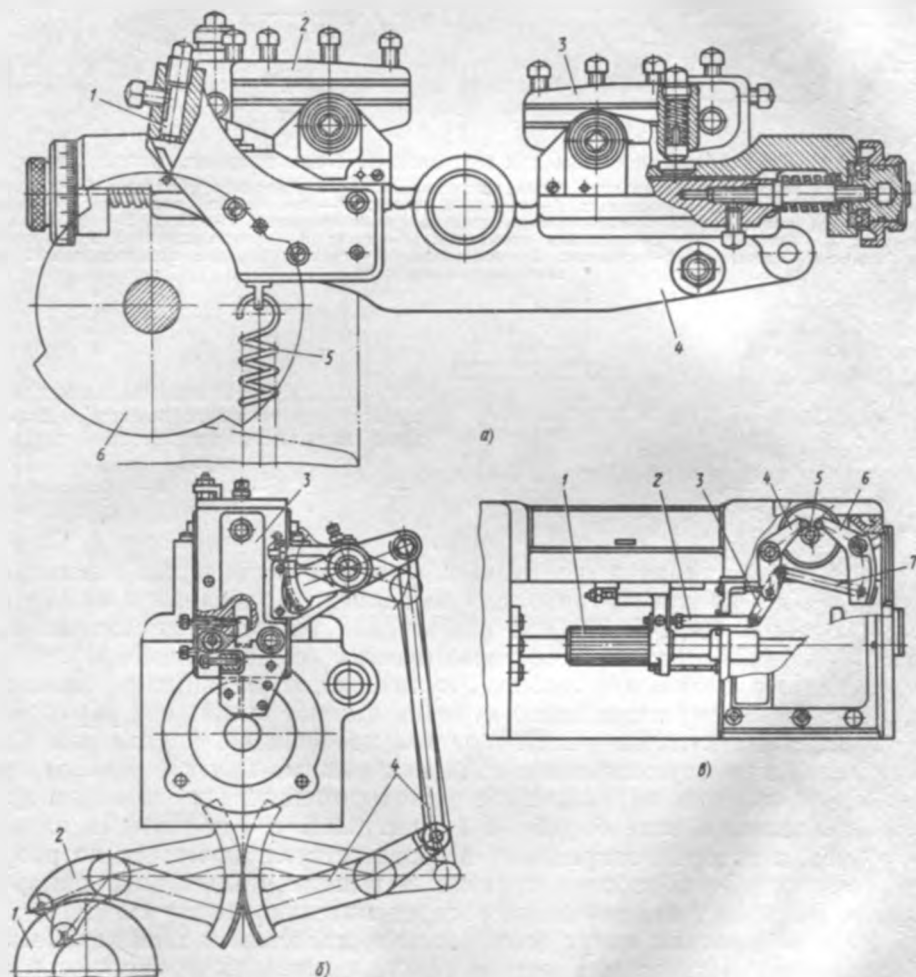


Рис. 6.19. Кулачковый механизм для выполнения рабочих и вспомогательных ходов:

а — горизонтальные поперечные суппорты автомата продольного точения: 1 — остроконечный башмак с толкателем; 2 — левый суппорт; 3 — правый суппорт; 4 — качающееся коромысло; 5 — замыкающая пружина; 6 — кулачок; *б* — вертикальный поперечный суппорт токарно-револьверного автомата: 1 — кулачок; 2 — толкатель с роликовым башмаком; 3 — суппорт; 4 — передаточные рычаги и тяга; *в* — привод продольного суппорта многошпиндельного токарного автомата: 1 — продольный суппорт; 2 — тяга; 3 — качающийся рычаг; 4, 6 — качающиеся толкатели; 5 — кулачки; 7 — тяга

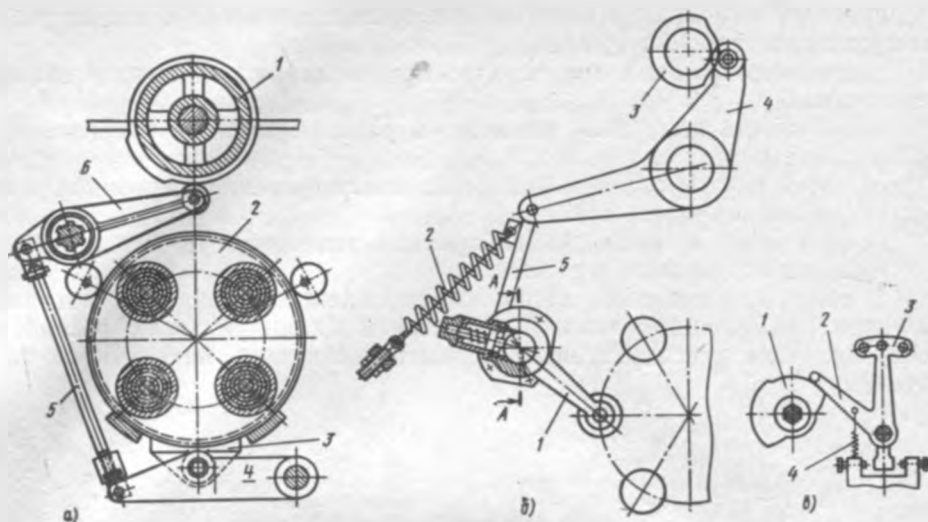


Рис. 6.20. Кулачковый механизм для выполнения только вспомогательных ходов:

а — механизм подъема шпиндельного блока многошпиндельного токарного автомата: 1 — кулачок; 2 — шпиндельный блок; 3 — башмак; 4 — рычаг; 5 — тяга; 6 — качающийся толкатель; *б* — механизм подвода упора прутка в многошпиндельном токарном автомате: 1 — упор; 2 — замыкающая пружина; 3 — кулачок; 4 — качающийся толкатель; 5 — тяга; *в* — трехпозиционное приспособление токарного автомата: 1 — кулачок; 2 — толкатель; 3 — трехпозиционное приспособление; 4 — замыкающая пружина

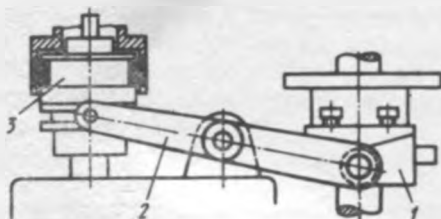


Рис. 6.21. Кулачковый механизм для выдачи управляющих команд (механизм включения фрикционной муфты):

1 — кулачок; 2 — рычаг; 3 — фрикционная муфта

В зависимости от выполняемых функций кулачковые механизмы подразделяют на три группы: для выполнения рабочих и вспомогательных ходов (рис. 6.19); для выполнения только вспомогательных ходов (рис. 6.20); для выдачи управляющих команд (рис. 6.21).

Основным элементом любого кулачкового механизма является кулачок. По своему назначению кулачки бывают командные и рабочие.

Командные кулачки выполняют только функцию управления (выдачу команд на осуществление подачи и зажима прутка, поворот револьверной головки, переключение частоты вращения шпинделя и др.). Они выполнены в виде барабана 1 (рис. 6.22) с Т-образными пазами на торцах, в которых закрепляют в соответствующих местах по разработанному циклу обработки кулачки 2, выполненные в виде обычных упоров. Барабан 1 закреплен на распределительном валу 3.

Рабочие кулачки могут быть плоские, дисковые и цилиндрические (барабанные). При этом в металлорежущих станках применяют в основном дисковые кулачки, реже цилиндрические, а плоские в настоящее время практически не применяют из-за необходимости их возврата в исходное положение после выполнения каждого цикла обработки детали (необходим дополнительный вспомогательный ход).

Дисковые кулачки (рис. 6.23), имеющие ширину 8—15 мм, очень компактны, что позволяет устанавливать на небольшом участке распределительного вала несколько кулачков. В ряде случаев они проще

в изготовлении. Их недостаток — большие размеры в радиальном направлении при значительных ходах рабочих органов.

Цилиндрические кулачки, наоборот, имеют небольшие размеры в радиальном направлении, но их размер в осевом направлении зависит от хода рабочего органа. Их конструкция более сложная и поэтому они более трудоемки в изготовлении. Способы крепления кулачков на распределительном валу показаны на рис. 6.24.

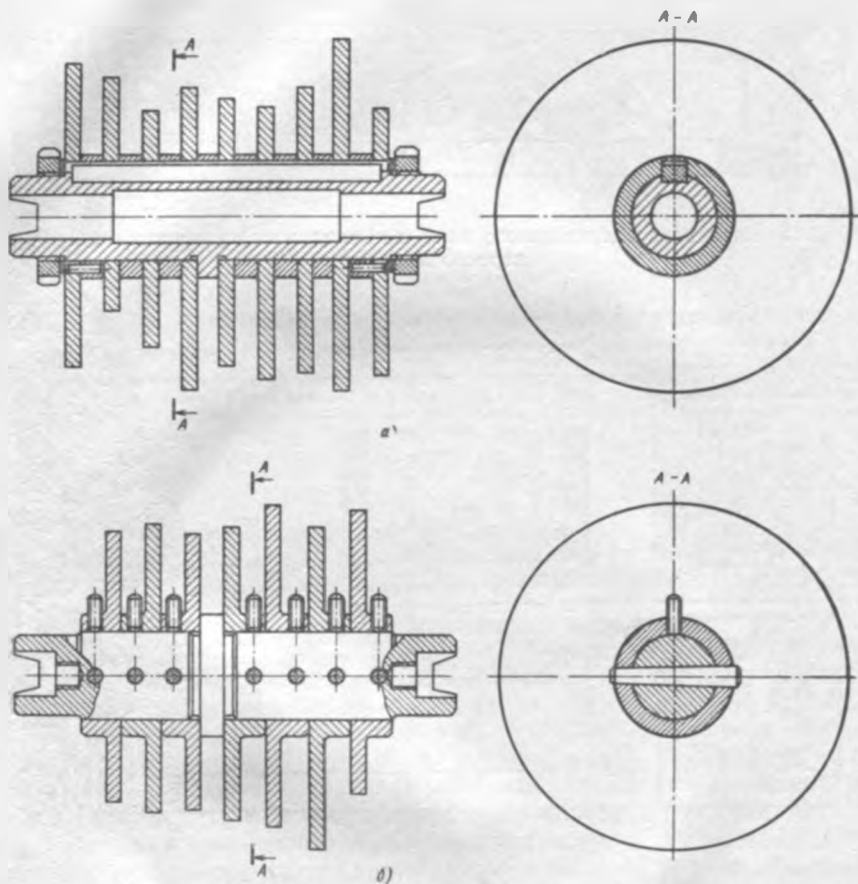


Рис. 6.24. Способы крепления дисковых кулачков на распределительном валу:
а — шпошкой; б — штифтами

Кулачки передают заданный закон движения рабочему органу станка через толкатель, на конце которого имеется башмак (см. рис. 6.18). Башмаки могут быть остроконечные и роликовые (рис. 6.25). Остроконечный башмак более компактный, обеспечивает большую точность передаваемых движений (из-за отсутствия зазоров). Недостатком этого башмака являются большие потери на трение скольжения, а следовательно, повышенная изнашиваемость, поэтому в остроконечном башмаке часто делают твердосплавную вставку. Применяют эти башмаки в кулачковых механизмах прецизионных автоматов (например, в станках 1Б10П, 1М10В, 1М32В и др.).

У роликового башмака меньше потери на трение, но его габаритные размеры больше, а наличие зазора в сопряжении ролика с осью

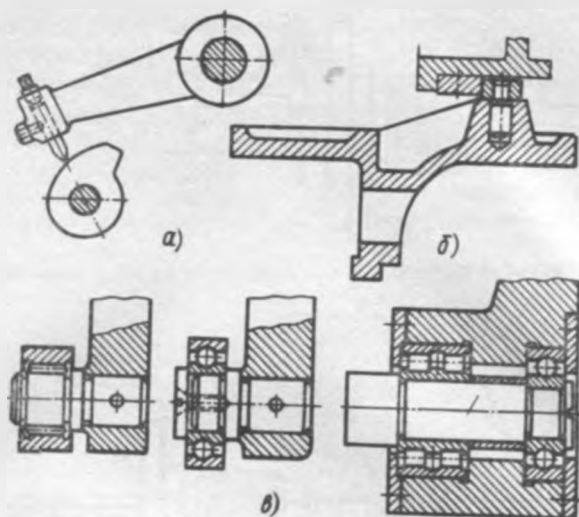


Рис. 6.25. Типы башмаков толкателей:
 а — остроконечный; б — роликовый цельный; в — роликовый на подшипниках

снижает точность передаваемых движений. Применяют роликовые башмаки в автоматах и полуавтоматах нормальной точности для передачи больших сил (например, в токарно-револьверных и многошпиндельных автоматах 1Д112, 1Е140, 1Б140, 1Б290 и др.).

Толкатели бывают поступательно перемещающиеся и качающиеся (см. рис. 6.19 и табл. 6.13). Наибольшее применение получили качающиеся толкатели, обеспечивающие конструктивно более удобную передачу движений от кулачка на рабочие органы станка, расположенные в разных местах относительно распределительного вала с кулачками.

Если рабочие органы станка должны быть расположены произвольно относительно распределительного вала с кулачками и в различных плоскостях, конструкции передаточных механизмов значительно усложняются. Особенно это характерно при большом числе рабочих органов, расположенных, например, по окружности (в карусельных автоматах). В этом случае можно рекомендовать применять для передачи движения от кулачков на рабочие органы шариковые передаточные механизмы [10].

Шариковый передаточный механизм (рис. 6.26, а) представляет собой систему, состоящую из шариков 4 с промежуточными втулками 3, помещенных в калиброванной трубке 5, наполненной густым смазочным материалом, и двух замыкающих толкателей 2 и 6. Толкатель 2 под действием кулачка 1 перемещает цепочку шариков, втулок и толкатель 6, который воздействует на рабочий орган 7 станка. Обратное движение обеспечивает замыкающая пружина 8. Длина и конфигурация трубопроводов шариковых передаточных механизмов зависят от взаимного расположения распределительного вала с кулачками и рабочих органов.

Трубки изготовляют из латуни и реже (для передачи больших сил) из стали.

Шариковый передаточный механизм прост по конструкции, надежен в эксплуатации и легок в изготовлении; позволяет легко и просто

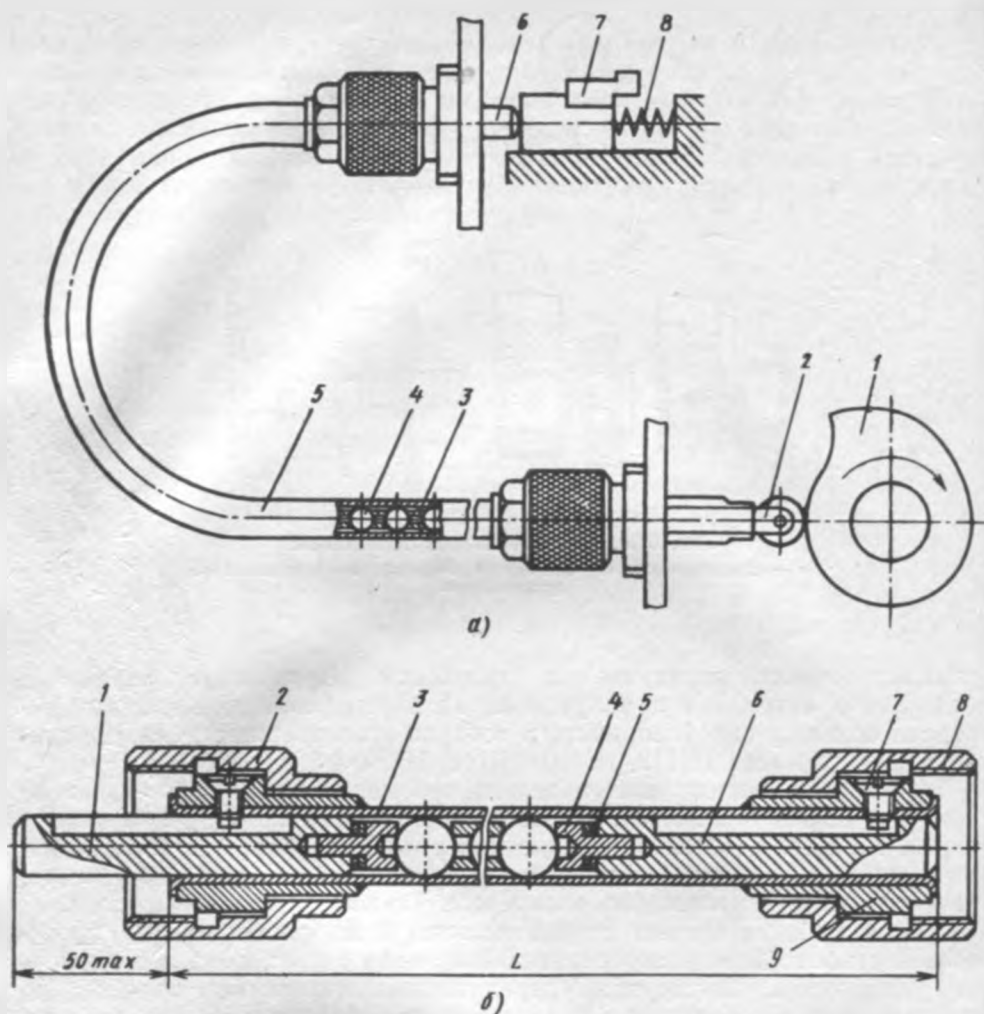


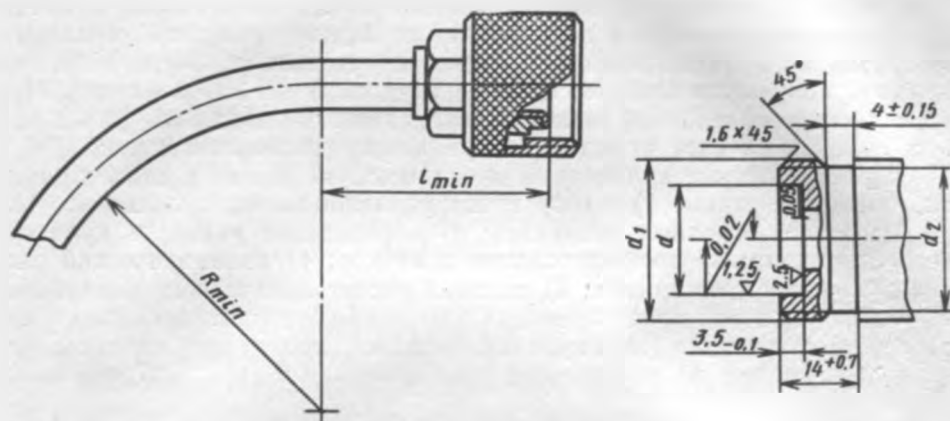
Рис. 6.26. Шариковый передаточный механизм

передавать движения от распределительного вала с кулачками к любому рабочему органу независимо от их взаимного расположения.

В настоящее время отработана и унифицирована конструкция шарикового передаточного механизма и места его присоединения к распределительному и исполнительному механизмам. Унифицированы шесть типов шариковых передаточных механизмов, каждый из которых характеризуется диаметром применяемых в них шариков (3, 4, 5, 6, 8 и 10 мм). В унифицированной конструкции шарикового передаточного механизма (рис. 6.26, б) для повышения прочности его присоединения концы трубопровода 3 развальцовывают, а штуцеры 9 дополнительно можно припаивать к трубопроводу. Для того чтобы при съеме шарикового передаточного механизма со станка толкатели 1 и 6, шарики и промежуточные шайбы не выпадали из трубопровода, в каждый штуцер 9 ввинчен стопорный винт 7, конец которого входит в паз на толкателях 1 и 6. Длина пазов должна быть на 10—15 мм больше максимальной длины хода толкателей.

При сборке шарикового передаточного механизма бывает трудно точно заполнить требуемую часть трубопровода 3 между толкателями 1 и 6 шариками и промежуточными втулками. Для этого предусмотрены регулировочные шайбы 5, устанавливаемые на головках 4 на конце каждого толкателя. Штуцеры 9 имеют направляющие пояски, позволяющие центрировать их при установке и закреплении накидными гайками 2 и 8 в присоединительных штуцерах исполнительных механизмов.

В табл. 6.14 приведены рекомендуемые размеры присоединительного штуцера для шариковых передаточных механизмов



Размеры в мм

Тип механизма	d	d_1	d_0	R_{min}
6ШПМ	13	M20×1,5	17,8	30
8ШПМ	15	M22×1,5	19,8	40
10ШПМ	17	M24×1,5	21,8	50

Примечание. l_1 — предельный рабочий ход механизма, $l_{min} \geq l_1 + 25$ мм.

ных штуцеров для трех наиболее распространенных типов унифицированных шариковых передаточных механизмов. Вопросы проектирования, расчета, изготовления, а также примеры применения шариковых передаточных механизмов подробно рассмотрены в работе [10].

Для нормальной работы кулачковых механизмов и передачи рабочему органу станка заданного на кулачке закона перемещения необходимо замыкание башмака толкателя с поверхностью кулачка, которое может обеспечиваться силовым (см. рис. 6.18, а) и кинематическим (см. рис. 6.18, б) способами.

При силовом способе замыкание производится с помощью пружины (сжатия или растяжения). Сила замыкающей пружины

$$P = 1,5(Q + ma),$$

где Q — сила на толкателе; m — масса подвижного рабочего органа; a — максимальное ускорение; 1,5 — коэффициент запаса.

Конструктивно этот способ замыкания прост и удобен, обеспечивает натяг в передаточных механизмах, что повышает точность пере-

дачи движения. Его недостатки — постоянная дополнительная нагрузка на кулачок, приводящая к ускоренному изнашиванию, и возможность кратковременного отрыва башмака от поверхности кулачка при большой частоте его вращения в местах резкого спада кривой на кулачке. Этот способ замыкания рекомендуется применять при относительно небольших скоростях вращения распределительного вала с кулачками и для достижения повышенной точности передаваемых движений.

При кинематическом способе замыкания роликовый башмак перемещается в пазу, профиль которого эквидистантен профилю кулачка. Это гарантирует отсутствие отрыва башмака от поверхности кулачка при любой частоте его вращения (отрыв может быть только в пределах небольшого зазора в оси ролика и между роликом и пазом). Нагрузка на кулачок действует только на участке рабочего хода, но кулачок получается сложнее и более трудоемким в изготовлении. При этом способе замыкания точность передаваемых движений ниже, чем при силовом за счет наличия зазора между роликом и пазом.

Проектирование кулачковых механизмов включает в себя следующие основные этапы: 1) выбор конструктивной схемы кулачкового механизма, его основных элементов; 2) определение размеров кулачкового механизма; 3) профилирование кулачков; 4) кинематический расчет кулачкового механизма; 5) силовой расчет кулачкового механизма.

Выбранная при проектировании автомата конструктивная схема кулачкового механизма (типа кулачка, башмака, толкателя), размеры его элементов влияют на получаемый угол давления θ (рис. 6.27, а), кото-

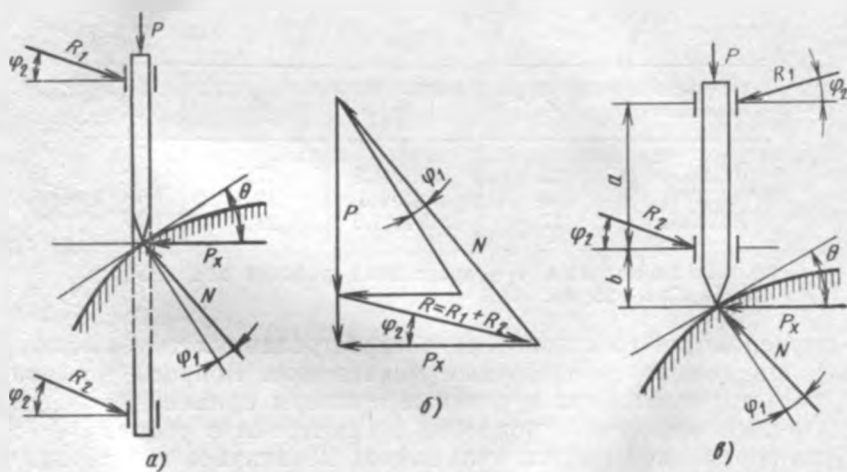


Рис. 6.27. Кулачковые механизмы (а, в) и схема сил (б), действующих в них

рый определяет производительность автомата (через получаемые в зависимости от угла давления углы вспомогательных ходов), надежность кулачкового механизма и всего автомата в целом и размеры кулачков.

Поэтому первая задача проектирования кулачкового механизма практически заключается в определении оптимальных значений угла давления θ для данной конструкции и принятых размеров кулачкового механизма. Суть методики, разработанной Г. А. Шаумяном для определения $\theta_{\text{опт}}$, заключается в сравнении произвольной схемы спроектиро-

ванного кулачкового механизма (рис. 6.27, в) с принятой эталонной схемой (рис. 6.27, а), для которой определены зависимости $\theta_{\text{опт}}$ от его параметров. Выражая полученные отличия произвольной схемы от эталонной через коэффициенты приведения, определяют значения $\theta_{\text{опт}}$ для произвольной схемы.

Эталонный кулачковый механизм состоит из дискового кулачка и прямолинейно перемещающегося безконсольного толкателя с остроконечным башмаком. Для него мгновенное значение КПД

$$\eta_k = \frac{1 - \mu_1 \mu_2 - (\mu_1 + \mu_2) \operatorname{tg} \theta}{1 + \mu_1 \operatorname{ctg} \theta},$$

где μ_1 — коэффициент трения башмака о поверхность кулачка; μ_2 — коэффициент трения в опорах толкателя; θ — текущее значение угла давления.

Отсюда получаем формулу для определения угла заклинивания для данного кулачкового механизма:

$$\operatorname{tg} \theta_3 = \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2},$$

$$\theta_3 = 90^\circ - (\varphi_1 + \varphi_2),$$

где φ_1 и φ_2 — углы трения в контакте башмака соответственно с поверхностью кулачка и в опорах толкателя (в верхней и нижней опорах их значения принимают одинаковыми).

В качестве основной характеристики работоспособности кулачкового механизма введен коэффициент его надежности

$$K = \frac{\operatorname{tg} \theta_3}{\operatorname{tg} \theta} = \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{(\mu_1 + \mu_2) \operatorname{tg} \theta}.$$

Отсюда можем записать, что

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{опт}} = \frac{\operatorname{tg} \theta_3}{K_{\text{опт}}} = \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{(\mu_1 + \mu_2) K_{\text{опт}}}.$$

Для определения $K_{\text{опт}}$ используют другой показатель работоспособности кулачкового механизма — коэффициент возрастания сил

$$\varepsilon = \frac{N}{P} = \frac{\cos \varphi_2}{\cos(\theta + \varphi_1 + \varphi_2)},$$

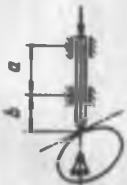
где P — внешняя сила, которая должна создаваться кулачковым механизмом; она определяется силой резания, силами инерции, силой замыкающей пружины, массой перемещающихся частей рабочего органа; N — полная реакция кулачка на толкатель.

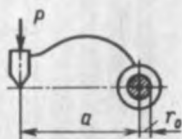
На рис. 6.28, а показаны графики зависимости $\varepsilon = f(K)$. Кривые имеют гиперболический характер, и в средней зоне коэффициенты ε и K имеют оптимальное значение для соответствующих значений $\mu_1 + \mu_2$. По этим графикам для полученных значений $\mu_1 + \mu_2$ определяют значения $K_{\text{опт}}$ и далее находят значение $\theta_{\text{опт}}$. Для облегчения расчетов построена номограмма (рис. 6.28, б), по которой для полученных значений $\mu_1 + \mu_2$ находят значения $\varepsilon_{\text{опт}}$, $K_{\text{опт}}$ и $\theta_{\text{опт}}$.

Для произвольной схемы кулачкового механизма вводят два коэффициента приведения λ_1 и λ_2 , которые учитывают отличие произвольной схемы кулачкового механизма от эталонной. При этом различие в типе и размерах башмака учитывают коэффициентом λ_1 , а различие в конструкции и размерах толкателей — коэффициентом λ_2 .

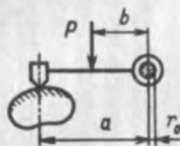
В табл. 6.15 приведены значения коэффициентов λ_1 и λ_2 для наибо-

6.15. Характеристики кулачковых механизмов

Конструктивная схема	Формула для определения λ_2	Частные значения λ_1	Значения параметров при $\mu_1 = \mu_2 = 0,1$	
			Остроконечный башмак	Родиковый башмак ($d/D=0,5$)
	$\lambda_2 = 1$	$\lambda_1 = 1$	$\Sigma \mu_n = 0,2$ $\theta_{опт} = 39^\circ$ $K_{опт} = 6,2$ $e_{опт} = 1,51$	$\Sigma \mu_n = 0,15$ $\theta_{опт} = 44^\circ$ $K_{опт} = 7,1$ $e_{опт} = 1,59$
	$\lambda_2 = 1 + 2b/a$	При $b = 0,25a$ $\lambda_2 = 1,5$	$\Sigma \mu_n = 0,25$ $\theta_{опт} = 35^\circ$ $K_{опт} = 5,9$ $e_{опт} = 1,47$	$\Sigma \mu_n = 0,2$ $\theta_{опт} = 39^\circ$ $K_{опт} = 6,2$ $e_{опт} = 1,51$
	$\lambda_2 = 1 + \frac{2}{a} [b + c \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1)]$	При $b = 0,25a$ и $c = 0,25a$ $\lambda_2 = 2,2$	$\Sigma \mu_n = 0,32$ $\theta_{опт} = 31^\circ$ $K_{опт} = 5,3$ $e_{опт} = 1,43$	$\Sigma \mu_n = 0,27$ $\theta_{опт} = 27^\circ$ $K_{опт} = 5,6$ $e_{опт} = 1,45$



$$\lambda_2 = r_0/a$$



$$\lambda_2 = \frac{r_0}{a} \sqrt{1 + (a/b - 1)^2 \operatorname{ctg}^2 (\theta + \varphi_1)}$$

При $a=4r_0$
 $\lambda_2=0,25$

$\Sigma\mu_n=0,125$
 $\theta_{опт}=47^\circ$
 $K_{опт}=7,6$
 $e_{опт}=1,65$

$\Sigma\mu_n=0,075$
 $\theta_{опт}=54^\circ$
 $K_{опт}=11,8$
 $e_{опт}=2,07$

При $a=4r_0$
и $a=2b$
 $\lambda_2=0,35$ для остро-
конечного башмака
 $\lambda_2=0,32$ для ролико-
вого башмака

$\Sigma\mu_n=0,135$
 $\theta_{опт}=45^\circ$
 $K_{опт}=10,1$
 $e_{опт}=1,9$

$\Sigma\mu_n=0,082$
 $\theta_{опт}=52^\circ$
 $K_{опт}=11,5$
 $e_{опт}=2,05$

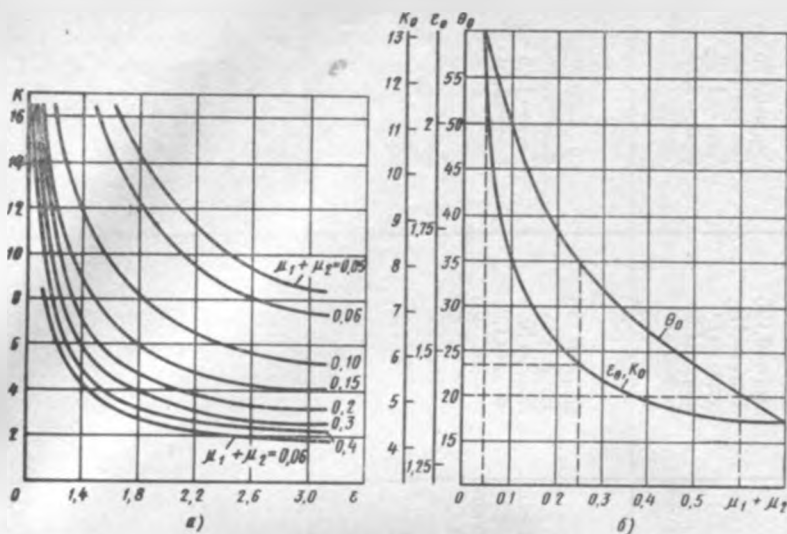


Рис. 6.28. Графики для определения $\theta_{\text{опт}}$

лее распространенных конструктивных схем кулачковых механизмов и значения $\theta_{\text{опт}}$, $K_{\text{опт}}$ и $e_{\text{опт}}$.

Например, для кулачкового механизма, схема которого приведена на рис. 6.27, в, $\lambda_1 = 1$, так как башмак в произвольной схеме механизма не отличается от башмака в эталонной схеме, а $\lambda_2 = 1 + 2b/a$, где a — расстояние между опорами толкателя; b — длина консоли толкателя. Если в произвольной схеме кулачкового механизма применяют роликовый башмак, то $\lambda_1 = d/D$, где d — диаметр оси ролика; D — диаметр башмака (ролика).

После определения λ_1 и λ_2 находят приведенные коэффициенты трения $\mu_{п1} = \mu_1 \lambda_1$ и $\mu_{п2} = \mu_2 \lambda_2$ и далее находят $\theta_{\text{опт}}$ для данного кулачкового механизма. Или, зная сумму $\mu_{п1} + \mu_{п2}$, находят этот угол по номограмме (рис. 6.28, б).

При увеличении длины b консоли (см. рис. 6.27, в) уменьшается угол $\theta_{\text{опт}}$, а при увеличении расстояния a увеличивается этот угол. При применении роликового башмака значение угла $\theta_{\text{опт}}$ также увеличивается. На значение угла $\theta_{\text{опт}}$ влияют значения коэффициентов трения μ_1 и μ_2 (материал башмака, кулачка, толкателя и его опор).

При профилировании кулачков различают два типа участков профиля: кривые рабочих ходов и кривые вспомогательных ходов. Кривые рабочих ходов должны обеспечивать заданный закон перемещения рабочих органов станка при выполнении данного технологического процесса. При этом требуется равномерное перемещение рабочих органов для обеспечения постоянной подачи.

Кривые вспомогательных ходов должны обеспечивать минимальное время этих ходов, но при этом угол давления не должен превышать оптимального значения и возникающие в механизме силы инерции не должны быть выше допустимых.

На рис. 6.29 показаны различные законы перемещения толкателя в функции времени и соответствующие им законы изменения скорости v и ускорения j . При перемещении с постоянной скоростью (рис. 6.29, а) в момент изменения скорости значение ускорения возрастает до бесконечности, что приводит практически к большим инерционным нагрузкам

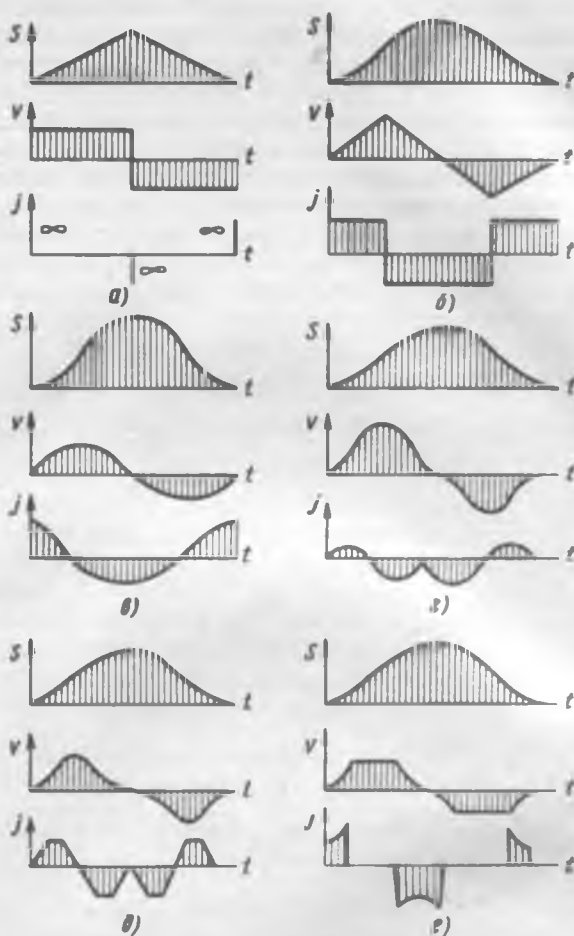


Рис. 6.29. Законы перемещения толкателя:

a — равномерное движение (с постоянной скоростью); *б* — параболический закон (с постоянным ускорением); *г* и *з* — тригонометрические законы (с плавным изменением ускорения); *д* и *е* — комбинированные; *ж*, *з*, *и* — соответственно перемещение, скорость и ускорение толкателя

в кулачковом механизме. Поэтому данный закон перемещения толкателя рекомендуется применять при небольших скоростях перемещений.

Параболический закон перемещений дает скачки значений ускорений (рис. 6.29, б), а тригонометрические законы перемещения толкателя (рис. 6.29, г и з) обеспечивают плавные изменения ускорения от нуля до максимального значения.

При больших инерционных воздействиях в кулачковых механизмах, что чаще всего имеет место при выполнении вспомогательных ходов, для профилирования кулачков применяют параболический закон перемещения. При перемещении толкателя по тригонометрическим законам, например по закону косинуса, хотя и имеет место плавное изменение ускорений, однако при одинаковых допустимых значениях максимального ускорения при указанном и параболическом законе перемещения при последнем необходимо меньше времени для перемещения толкателя на заданную величину.

Участки рабочих ходов, исходя из указанных требований к ним, для дисковых кулачков профилируют по закону Архимедовой спирали, а для цилиндрических кулачков по закону винтовой линии.

Построение профиля кулачков по заданному закону перемещения толкателя упрощается при применении графических способов, а участки вспомогательных ходов для дисковых кулачков профилируют с помощью заранее изготовленных шаблонов, чертежи которых обычно приводят в паспорте автомата. При этом для различных пределов производительности автомата дают обычно разные кривые вспомогательных ходов, так как от скорости вращения кулачка зависит ускорение толкателя.

При кинематическом расчете кулачковых механизмов необходимо определить скорости и ускорения перемещения толкателей для последующей оценки возникающих инерционных нагрузок и на основе этого силового расчета допустимую частоту вращения распределительного вала с кулачками.

В качестве геометрических параметров типовых кулачковых механизмов назначают (рис. 6.30) угол давления θ , угол подъема кулачка

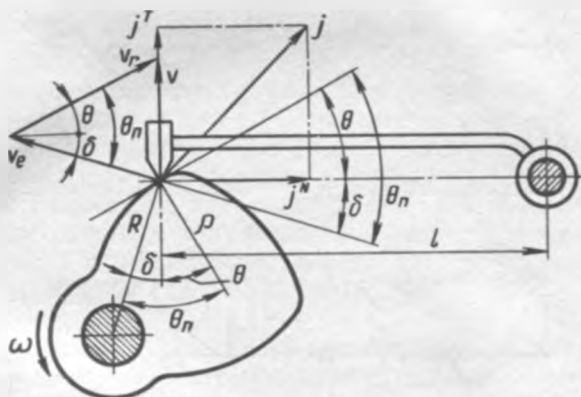


Рис. 6.30. Геометрические параметры кулачкового механизма

θ_n (угол между перпендикуляром к радиусу-вектору R кулачка и касательной к профилю), угол смещения δ , которым является угол между радиусом-вектором R и направлением движения толкателя, радиус-вектор R кулачка, радиус кривизны профиля кулачка ρ , расстояние l от центра качания толкателя до точки касания башмака с кулачком. Все эти параметры соответствуют данному мгновенному положению кулачкового механизма. При этом $\delta = \theta_n - \theta$, а для центральных кулачковых механизмов $\theta = \theta_n$.

Кинематическими параметрами кулачкового механизма являются угловая скорость вращения ω кулачка, скорость толкателя v и тангенциальное ускорение толкателя j^T .

Определив v и j^T , находят нормальное ускорение толкателя $j^N = v^2/l$, а также его полное ускорение $j = \sqrt{(j^T)^2 + (j^N)^2}$.

Кинематический расчет кулачковых механизмов можно проводить аналитическим методом (если задан закон перемещения толкателя в функции времени) и методом построения планов скоростей и ускорений. Второй метод широко применяют на практике. В этом случае абсолют-

ную скорость толкателя, направленную по касательной к его траектории, определяют из векторного равенства

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_e + \mathbf{v}_r,$$

где $\mathbf{v}_e$ — переносная скорость кулачка, направленная перпендикулярно к радиусу-вектору R кулачка, $\mathbf{v}_e = \omega R$ (ω — угловая скорость вращения кулачка); $\mathbf{v}_r$ — относительная скорость перемещения толкателя по кулачку, направленная по касательной к профилю кулачка.

Абсолютное ускорение толкателя определяют из векторного равенства

$$\mathbf{j} = \mathbf{j}_e + \mathbf{j}_r + \mathbf{j}_k,$$

где j_e — переносное ускорение; j_r — относительное ускорение; j_k — кориолисово (поворотное) ускорение.

Эти векторные уравнения решают графическим построением планов скоростей и ускорений с расчетом отдельных значений по формулам. Однако этот метод трудоемкий и недостаточно точный.

Для ускорения кинематических расчетов кулачковых механизмов и возможности оценить влияние их конструктивных параметров на кинематические характеристики А. С. Прониковым предложен графоаналитический метод кинематического расчета кулачковых механизмов, заключающийся в том, что для v и j толкателя были выведены аналитические формулы в функции выбранных геометрических параметров кулачкового механизма и величины ω , а затем была построена универсальная номограмма для быстрого определения v и j . В этом случае скорость и ускорение толкателя соответственно равны

$$v = \xi_e v_e;$$

$$j = v_e^2 (X/\rho + Y/R + Z/l),$$

где ξ_e , X , Y , Z — безразмерные коэффициенты, определяемые по номограмме (рис. 6.31) или по следующим формулам:

$$\xi_e = \sin \theta_n / \cos \theta;$$

$$X = \cos^2 (\theta_n - \theta) / \cos^2 \theta;$$

$$Y = \frac{2 \cos (\theta_n - \theta) - \cos \theta \cos \theta_n}{\cos^3 \theta};$$

$$Z = \operatorname{tg} \theta \frac{\sin^2 \theta_n}{\cos^3 \theta} = \operatorname{tg} \theta \xi_e^2.$$

При работе кулачкового механизма напряжение на контактных поверхностях кулачка и толкателя

$$\sigma = 0,418 \sqrt{(NE/b)(1/\rho_1 + 1/\rho)},$$

где E — модуль упругости; b — ширина кулачка; ρ_1 — радиус скругления башмака; ρ — радиус кривизны профиля кулачка; для выпуклого профиля $\rho > 0$ и для вогнутого $\rho < 0$.

Отсюда допустимая сила на кулачке

$$N = 5,7 \frac{\sigma^2 b \rho_1}{E} \frac{\rho}{\rho_1 + \rho}.$$

В кулачковом механизме кулачок является программносителем, который определяет цикл работы единичного суппорта автомата, а система кулачков, установленных соответствующим образом на распределении

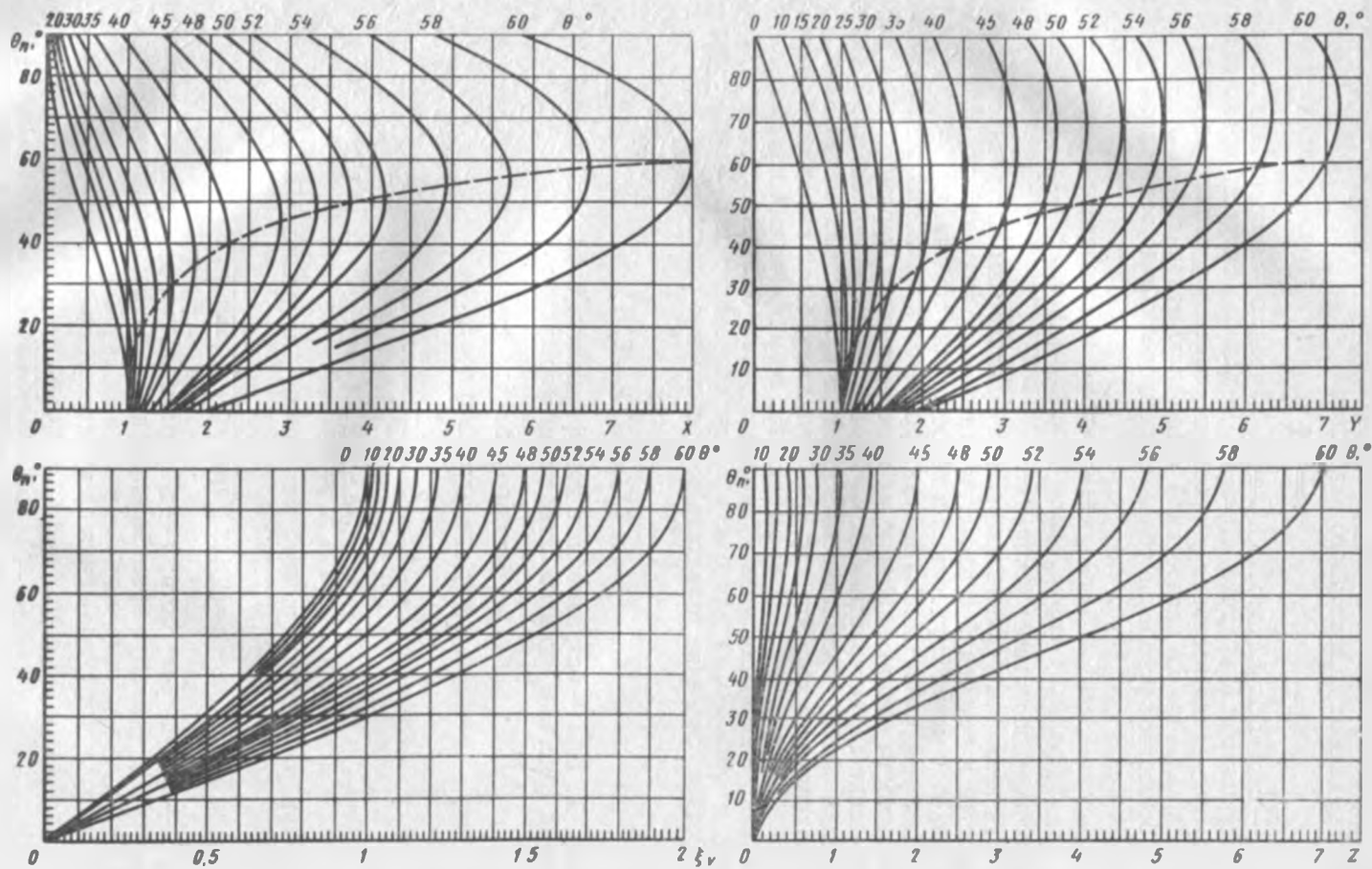


Рис. 6.31. Номограммы для кинематического расчета кулачковых механизмов

тельном валу, определяет цикл работы автомата при обработке конкретной детали.

В серийно выпускаемых токарных автоматах продольного точения, в токарно-револьверных и многошпиндельных автоматах и полуавтоматах, где широко применяют кулачковые механизмы, главной задачей при разработке управляющей программы и ее последующей реализации для обработки заданной детали является расчет параметров и построение профили кулачков, их изготовление и последующая наладка на автомате (см. рис. 6.23, б).

Эти вопросы применительно к различным типам токарных автоматов и полуавтоматов подробно изложены в работе [4]. Расчет и проектирование кулачков, вычерчивание их рабочих чертежей в настоящее время выполняются автоматически на основе применения ЭВМ [9].

Недостатком кулачковых механизмов является достаточно высокая трудоемкость проектирования и изготовления кулачков (особенно при большом числе рабочих органов на станке), а также большая трудоемкость смены и наладки кулачков на распределительном валу при переходе автомата на обработку другой детали. Для упрощения последнего на некоторых автоматах делают быстросменным участок распределительного вала с кулачками. Отвернув стяжной винт 4 (см. рис. 6.23, а), ослабив винт 5 и вынув опору 3, вынимают участок распределительного вала 1 с кулачками, а на его место устанавливают такой же распределительный вал, но с другими кулачками, настроенными заранее. Это сокращает время смены кулачков, а следовательно, и время простоя автомата.

В многошпиндельных автоматах и полуавтоматах применяют постоянные кулачки, которые не меняют. Величину хода рабочих органов при обработке другой детали устанавливают изменением передаточных отношений толкателей и рычагов [4].

На основе унифицированных конструкций шарикового передаточного механизма были разработаны унифицированные конструкции быстроперенастраиваемых программных командоаппаратов (рис. 6.32), включающих в себя приводной электродвигатель 1, червячный редуктор 4 со

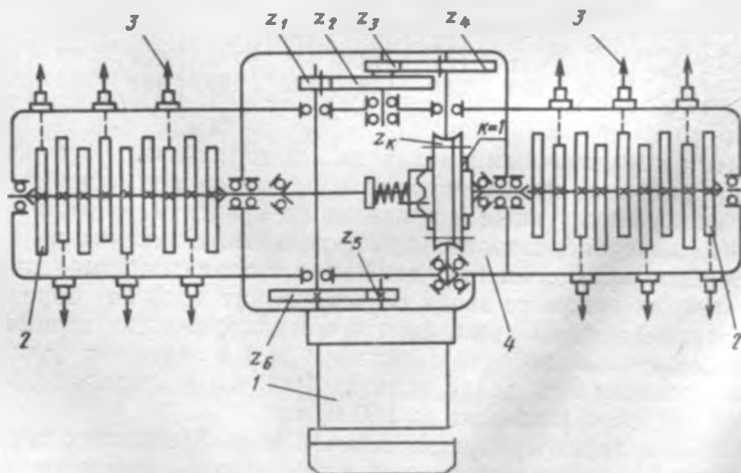
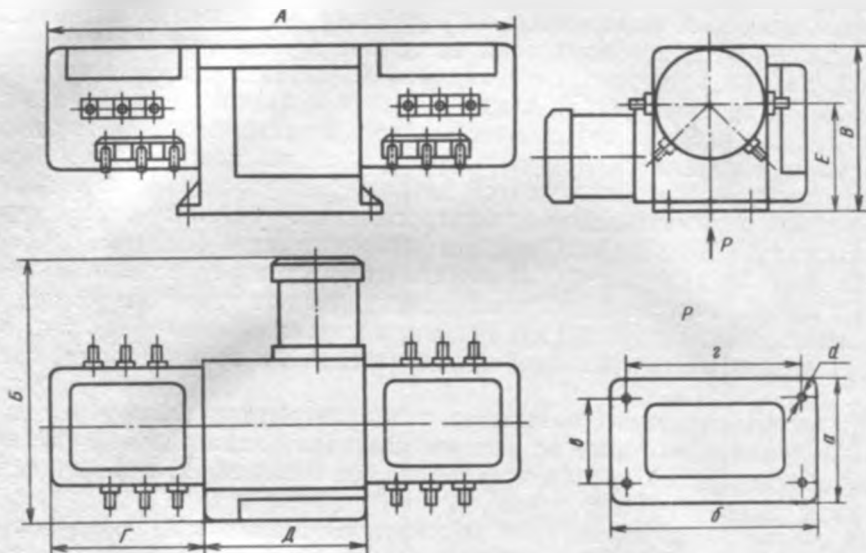


Рис. 6.32. Кинематическая схема программного командоаппарата с шариковыми передаточными механизмами горизонтальной компоновки

сменными зубчатыми колесами z_1 — z_4 для настройки заданной частоты вращения быстросменного распределительного вала с кулачками 2, выполненного в виде отдельного съемного блока. От кулачков движение на рабочие органы передается шариковыми передаточными механизмами 3, условно показанными стрелками. На каждом блоке установлено по девять кулачков [10].

В табл. 6.16 приведены размеры программных командоаппаратов с

6.16. Размеры, мм, программных командоаппаратов с шариковыми передаточными механизмами горизонтального исполнения



Тип командо-аппарата	A	B	B	Г	Д	Е	а	б	в	г	д
ШП40	375	208	170	110	155	120	100	200	76	178	9
ШП70	524	373	183	173	178	115	135	220	95	196	11
ШП150	721	490	270	244	233	152	186	290	152	286	13

шариковыми передаточными механизмами горизонтального исполнения. Подробное описание их конструкции и примеров применения см. в [10].

Кривошипно-ползунные и кривошипно-кулисные механизмы предназначены для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное прямолинейное движение с плавным изменением скорости и ускорения ведомого звена на всей длине хода по определенному закону. Эти механизмы применяют в металлорежущих станках (строгальных, долбежных, зубострогальных и др.) в основном для привода главного движения при длине хода до 1000 мм и максимальной скорости прямолинейного движения до 150 м/мин.

Механизмы характеризуются длиной хода S ведомого звена, несущего режущий инструмент; средней скоростью $v_{ср}$ ведомого звена при прямом ходе; отношением $v_{наиб}/v_{ср}$ наибольшей скорости к средней скорости прямого хода, которое влияет на производительность станка; отношением $T_{о.х.}/T_{п.х.}$ — времени обратного хода к времени прямого хода

ведомого звена, которое определяет потери времени на вспомогательный ход.

Закон движения ведомого звена и отношения $v_{\text{п.н.б.}}/v_{\text{ср}}$ и $T_{\text{о.х.}}/T_{\text{п.х.}}$ зависят от схемы механизма и его основных размеров. Уменьшение этих отношений, выгодное с точки зрения производительности станка, ограничивается допустимыми силами инерции.

Кривошипно-ползунные механизмы (рис. 6.33) характеризуются ве-

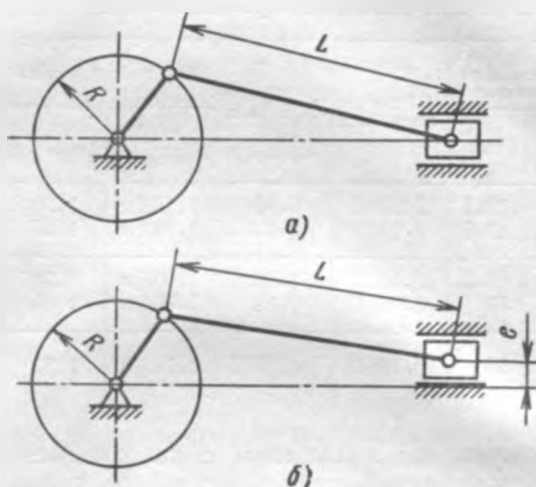


Рис. 6.33. Кривошипно-ползунные механизмы:
а — центральный; б — смещенный

личиной $\rho = R/L$, а смещенные — дополнительно величиной $q = e/L$. Основные размеры этих механизмов должны быть такими, чтобы угол передачи γ в соединении шатуна с ползуном не снижался до слишком малых значений. Рекомендуемые углы передачи: при прямом рабочем ходе $\gamma_{\text{п.х.}} \geq 60^\circ$, при обратном ходе $\gamma_{\text{о.х.}} \geq 45^\circ$.

Для центрального кривошипно-ползунного механизма $\gamma_{\text{п.х.}} = \gamma_{\text{о.х.}}$, $S = 2R$, $v_{\text{ср}} = 4Rn$, где R — радиус кривошипа; n — частота вращения кривошипа; $T_{\text{о.х.}}/T_{\text{п.х.}} = 1$. Основные размеры центрального кривошипно-ползунного механизма должны удовлетворять условию $\rho \leq \cos \gamma_{\text{п.х.}}$, т. е. при рекомендованном значении угла передачи $\gamma_{\text{п.х.}} \geq 60^\circ$ значение $\rho \leq 0,5$. Чем меньше это значение, тем в лучших условиях работает механизм и тем выше его КПД (табл. 6.17).

6.17. Характеристики центральных кривошипно-ползунных механизмов

ρ	$\gamma_{\text{п.х.}} - \gamma_{\text{о.х.}}$	$v_{\text{п.н.б.}}/v_{\text{ср}}$ (для прямого хода)	J , м/с ² (в конце обратного и начале прямого хода)
0,1	84	1,59	$0,012Rn^2$
0,3	72,5	1,63	$0,014Rn^2$
0,5	60	1,79	$0,0165Rn^2$

Смещенный кривошипно-ползунный механизм должен удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} \rho - q &\leq \cos \gamma_{п.х} \leq 0,5; \\ q / (1 - \rho) &\leq \cos \gamma_{п.х} \leq 0,5; \\ \rho + q &\leq \cos \gamma_{о.х} \leq 0,7. \end{aligned}$$

Основные характеристики этих механизмов приведены в табл. 6.18.

6.18. Характеристики смещенных кривошипно-ползунных механизмов

q	ρ	Наименьшее значение угла передачи, °		Длина хода S , м	$T_{о.п}/T_{о.х}$	Для рабочего хода		f м/с ² (в конце обратного и начале прямого хода)
		$\gamma_{п.х}$	$\gamma_{о.х}$			$v_{ср}$ м/мин	$v_{наиб}/v_{ср}$	
0,1	0,2	83	72,5	2,010R	0,98	3,98Rn	1,59	0,0130n ² R
	0,6	60	45,5	2,016R	0,89	3,80Rn	1,85	0,0175n ² R
0,2	0,2	73,5	66,5	2,044R	0,95	4,00Rn	1,58	0,0135n ² R
	0,4	70,5	53	0,050R	0,88	3,85Rn	1,66	0,0155n ² R
0,4	0,2	60	53	2,192R	0,89	4,14Rn	1,53	0,0140n ² R

Кривошипно-кулисные механизмы с качающейся кулисой (рис. 6.34, а) имеют кривошипный диск $б$ (кулисное колесо), несущий палец с надетой на него ползушкой 1 , называемой кулисным камнем, который вставлен в прорезь кулисы 2 и скользит вдоль ее оси. Верхний конец кулисы 2 через серьгу 4 связан с ползуном 5 , на переднем конце которого укреплен суппорт 3 , несущий режущий инструмент.

Данный механизм характеризуется величиной $\rho = r/A = \sin \alpha$, где α — половина угла качания кулисы (рис. 6.34, б).

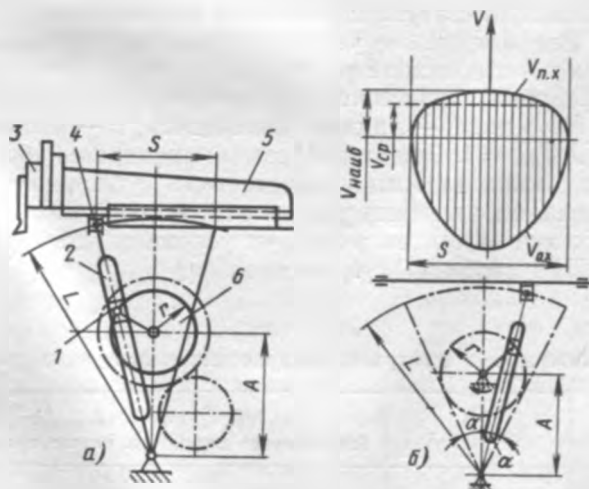


Рис. 6.34. Кривошипно-кулисный механизм:
а — схема; б — изменение скорости ползуна

Рекомендуется брать ρ не более 0,5. Ход ползуна 5

$$S = 2L \sin \alpha = 2L\rho;$$

$$\frac{T_{o.x}}{T_{п.х}} = \frac{90^\circ - \alpha}{90^\circ + \alpha} < 1;$$

$$v_{ср} = 4Ln\rho \frac{\sin \alpha}{1 + \alpha/90^\circ} = 2Ln\rho \left(1 + \frac{T_{o.x}}{T_{п.х}}\right);$$

$$\frac{v_{наиб}}{v_{ср}} = \frac{\pi}{2} \frac{1 + \alpha/90^\circ}{1 + \sin \alpha} = \frac{\pi}{(1 + \rho)(1 + T_{o.x}/T_{п.х})}.$$

При изготовлении кривошипно-кулисных механизмов кулису чаще всего делают литой из чугуна или алюминия, реже из стали. Пальцы и валики изготавливают из цементируемой стали 20Х, кулисные камни (ползушки) — из бронзы или антифрикционного чугуна.

Преимущество кривошипно-кулисных механизмов по сравнению с кривошипно-ползунными состоит в том, что время обратного хода (вспомогательного) меньше времени прямого (рабочего) хода. Если для кривошипно-ползунного механизма $T_{o.x}/T_{п.х} = 1$, то для кривошипно-кулисного механизма $T_{o.x}/T_{п.х} < 1$.

Недостатком кривошипно-кулисных механизмов является непостоянство скорости рабочего хода ползуна 5 с режущим инструментом при постоянной частоте вращения кулисного колеса 6.

6.4. Механизмы для микроперемещений

Данные механизмы применяют в металлорежущих станках для осуществления микроперемещений на очень ограниченном рабочем диапазоне подач при финишной обработке прецизионных деталей, а также на станках, оснащенных адаптивными системами и системами автоматической компенсации погрешностей. Эти механизмы, обладая высокой жесткостью, обеспечивают получение малых импульсов перемещения, измеряемого десятками долями микрометра при малом поле рассеяния.

В металлорежущих станках для микроперемещений применяют механизмы, в которых использованы различные физические и механические свойства тел (упругосиловые, магнитострикционные, тепловые и гидравлические).

В упругосиловом приводе (рис. 6.35) используют для перемещения рабочего органа станка деформацию упругих элементов (например, плоских пружин, упругих стержней и шарниров) при силовом воздействии на них. Упругое звено обычно имеет постоянную жесткость и линейную характеристику. В некоторых случаях оправдано применение упругих звеньев с нелинейной характеристикой. Соответствующим подбором геометрических параметров упругого звена можно обеспечить его высокую податливость лишь в одном, требуемом направлении при достаточно большой жесткости в других направлениях.

На рис. 6.36 показаны конструктивные схемы упругосиловых приводов, применяемых для микроперемещений шлифовальной бабки. В первой конструкции (рис. 6.36, а) применен упругий шарнир, состоящий из двух упругих пластин, расположенных крестообразно. Данный микропривод имеет передаточное отношение $i = (Rc)/(ad)$, где R , c , a , d — геометрические параметры.

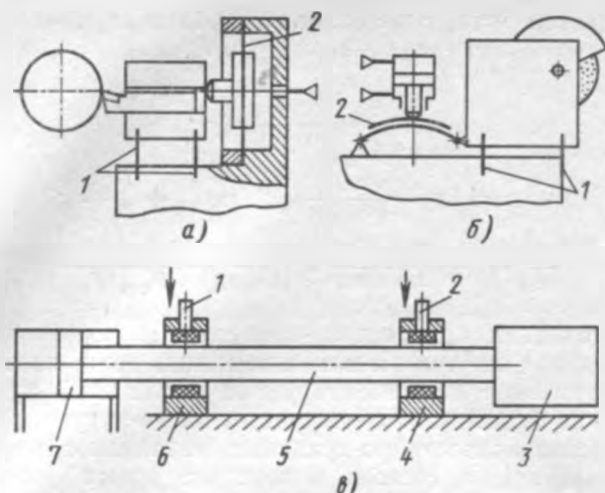


Рис. 6.35. Упругосиловые приводы микроперемещений:
 а — о мембраной; 1 — плоские пружины; 2 — мембрана; б — с рессорой; 1 — плоские пружины; 2 — рессора; в — со стержнем

В другой конструкции (рис. 6.36, б) шлифовальная бабка установлена на пружинном параллелограмме. Это позволяет свести к минимуму внешнее трение и обеспечить высокую чувствительность привода.

В круглошлифовальном станке 3В110 особо высокой точности в качестве упругосилового привода применена мембрана, которая перемещается под действием гидростатического давления. Шлифовальная бабка в этом станке установлена на плоских пружинах.

На рис. 6.35, в показана другая схема упругосилового привода, в котором используется потенциальная энергия предварительно деформированного стержня. В начале цикла происходит сжатие стержня 5 гидроцилиндром с поршнем 7 при включенном правом зажиме 2 в опоре 4. Затем включается левый зажим 1 в опоре 6. При открытии правого зажима 2 происходит перемещение рабочего органа 3 на величину деформации стержня 5 при его сжатии между опорами 4 и 6.

Приведенные на рис. 6.36 конструктивные схемы упругосиловых приводов позволяют осуществлять перемещения на 0,1 мкм при поле рассеяния в пределах 10%. Упругие звенья в этих приводах выполняют из пружинной стали (например 65Г).

В магнитоотрицательном приводе используют свойство детали типа стержня из ферромагнитного материала изменять свою длину в направлении оси возбужденного в нем магнитного поля. Для изготовления магнитоотрицателей применяют чаще всего сплавы железо—кобальт и ферриты, которые обеспечивают в реальных конструкциях общее перемещение в пределах 8—10 мкм на 100 мм длины стержня.

Магнитоотрицательный привод для более значительных перемещений может иметь перехваты, работающие в последовательном цикле (рис. 6.37). Стержень 3 из ферромагнитного материала, помещенный в магнитное поле катушки 2, расположен свободно в опорах 1 и 4. Его правый конец жестко соединен с рабочим органом 5.

В начальный момент (рис. 6.37, а, б) стержень в правой опоре 4 зажат, а в левой опоре 1 свободен. При подключении обмотки катуш-

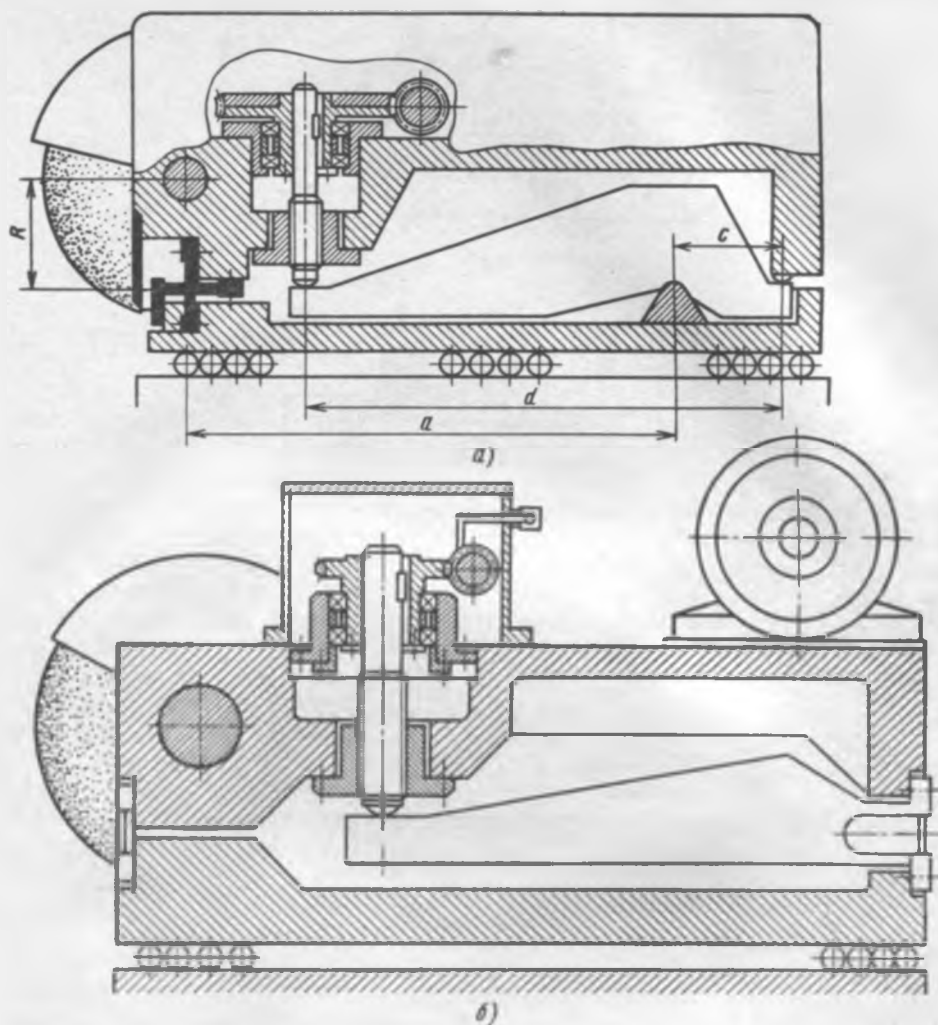


Рис. 6.36. Упругосиловые приводы шлифовальных бабок:
 а — с упругим шариком; б — с пружинным параллелограммом

ки 2 к источнику тока часть стержня 3, расположенная между зажимами, намагничивается и длина ее сокращается за счет смещения левого свободного конца вправо на величину

$$\Delta l = l\xi,$$

где l — длина рабочей части стержня; ξ — относительное магнитострикционное удлинение.

После этого (рис. 6.37, в) стержень без отключения катушки от источника тока зажимается и в левой опоре 1. Затем разжимается зажим в опоре 4, катушка 2 отключается от источника тока и стержень 3 удлиняется на величину Δl , перемещая рабочий орган 5. Минимальная подача соответствует магнитострикционному удлинению стержня 3 за один цикл его намагничивания.

Преимуществом магнитострикционного привода наряду с его вы-

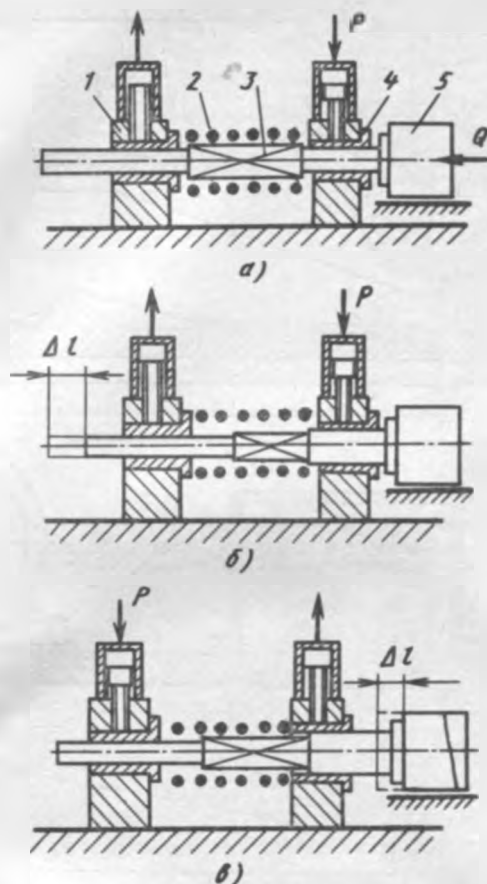


Рис. 6.37. Принцип работы магнитострикционного привода с перехватами

сокой жесткостью является удобство управления прямым электрическим сигналом. Недостатки этого привода — зависимость магнитострикционного удлинения от температуры и напряжения под действием внешней нагрузки; изменение механических характеристик (в частности, модуля упругости материала) при создании магнитного поля, что необходимо учитывать при высокой точности малых перемещений. При сплошном стержне быстродействие магнитострикционного привода довольно низкое (0,5—0,7 с), поэтому применяют шихтованные магнитострикторы из набора пластин или выполняют их в виде витой ленточной трубки.

Довольно перспективно применение магнитострикционных приводов в прецизионных станках с автоматической компенсацией их погрешностей.

Принцип работы теплового привода (рис. 6.38) основан на использовании удлинения стержня 2 при его нагреве источником 3, расположенным внутри. Левый конец стержня 2 жестко связан с рабочим органом 1, а правый закреплен в неподвижной опоре 5. Возвращение рабочего органа 1 в исходное положение происходит при охлаждении стержня жидкостью, подаваемой в рубашку охлаждения 4.

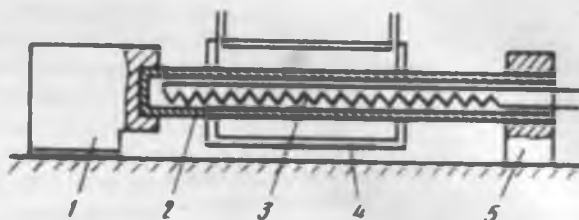


Рис. 6.38. Тепловой привод

Удлинение стержня при нагреве

$$\Delta l = c l \Delta T,$$

где c — коэффициент линейного расширения, для стального стержня $c = 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$; l — длина нагреваемой части стержня; ΔT — приращение температуры при нагреве.

Основной недостаток теплового привода — возможность нагрева узлов станка, что приводит к их тепловому деформированию. Кроме того, данный привод имеет большую инерцию. Так, после начала нагрева движение начинается только через 0,2—1,8 с, а для сокращения длины стержня на 0,1—0,6 мм требуется интенсивное охлаждение в течение 2—4 с.

Гидравлический привод типа гидроцилиндра с поршнем с объемным регулированием имеет ограниченные возможности, так как осуществимы малые стабильные подачи жидкости до 2—3 см³/мин.

Для малых точных перемещений в небольшом диапазоне перспективно использование регулируемых гидростатических опор в станках с системами адаптивного управления и с системами автоматической компенсации погрешностей.

6.5 Поворотно-фиксирующие механизмы

Поворотно-фиксирующие механизмы, применяемые в точных станках для поворота и установки в точное угловое положение узлов станка и обрабатываемых деталей, часто имеют сложную структуру. Различные требования к качеству и компоновочные особенности станков

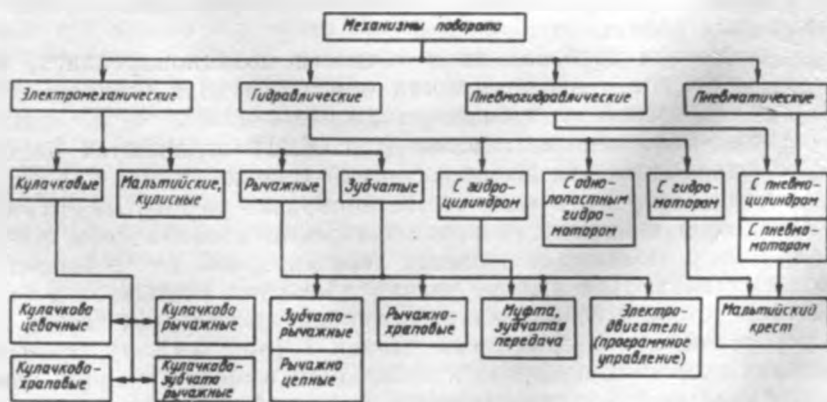


Рис. 6.39. Основные типы механизмов поворота

определили большое число типов применяемых механизмов с электро-механическим, гидравлическим, пневмомеханическим и пневматическим приводом (рис. 6.39). Например, применяют револьверные головки (рис. 6.40) с вращающимся и невращающимся инструментом, с подачей

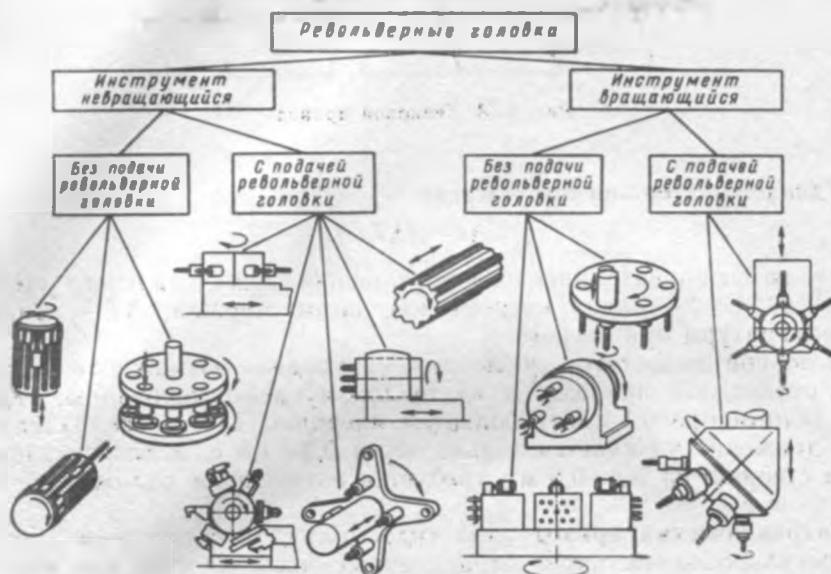


Рис. 6.40. Классификация револьверных головок

всей револьверной головки и с подачей в рабочей позиции лишь одного инструмента с вертикальной, горизонтальной и наклонной осью поворота, с различными циклами работы.

Электромеханические поворотные устройства. В оборудовании массового производства наибольшее распространение получили кулачковые, мальтийские, рычажно-храповые и кулисные механизмы. В связи с повышением требований к скорости переналадки поворотных устройств на различное число позиций все большее применение находят устройства с регулируемой частотой вращения электродвигателя, получившие преимущественное применение в станках с ЧПУ и промышленных роботах.

При невысоких требованиях к точности позиционирования, кратковременном выстое и необходимости обратного хода применяют зубчато-рычажные, кулачково-зубчато-рычажные и цепные механизмы.

Кулачково-цевочные механизмы (рис. 6.41) отличаются наиболее высокой быстроходностью. Их проектируют с цевками, оси которых параллельны оси поворота узла, и со звездообразно расположенными цевками. Последняя конструкция хорошо зарекомендовала себя особенно при малом числе позиций и является перспективной для применения в поворотных столах. При выборе закона движения учитывается требуемое быстродействие и возникающая инерционная нагрузка. Закон изменения ускорений, характеризуемый кривой 1 (рис. 6.41, а), применяют при высоких скоростях поворота и небольшом моменте инерции поворачиваемого узла; закон, характеризуемый кривой 2, — при больших моментах инерции, которые ограничивают допустимую скорость и требу-

ют плавного замедления движения. Закон изменения (кривая 3) применяют при постоянной скорости вращения выходного звена на большей части цикла поворота, малом числе позиций и небольших нагрузках.

Мальтийские механизмы по сравнению с кулачковыми обладают несколько худшими возможностями при подборе закона движения и изменении соотношения периодов покоя и движения. Здесь это достигается выбором типа механизма (сферический, плоский, с внешним или внутренним зацеплением) и числа пазов креста. Изменение числа пазов креста z_k исключается, если крест закреплен на валу поворачиваемого узла, что благоприятно для устранения влияния зазоров в промежуточной зубчатой передаче. На рис. 6.42 приведены кривые, характеризующие изменение угловых ускорений для всех трех типов механизмов при $z_k=6$. Наибольшие ускорения ϵ_k возникают у мальтийского механизма с внешним зацеплением (кривая 1). У этого механизма рабочий угол φ поворота поводка наименьший ($\varphi=120^\circ$). Наибольший угол φ у механизма с внутренним зацеплением ($\varphi=240^\circ$). Наименьший уровень ускорений у сферического мальтийского механизма (кривая 2), при любом z_k у них $\varphi=180^\circ$. Начальное ускорение ни у одного из мальтийских механизмов не равно нулю.

Сферические мальтийские механизмы имеют взаимно перпендикулярные оси креста и поводка, что позволяет создавать компактные конструкции (рис. 6.43). В станкостроении их широко применяют в агрегатных станках с барабанными приспособлениями. Мальтийские механизмы с внутренним зацеплением часто используются в поворотных столах агрегатных станков, а кулисные механизмы, имеющие те же кинематические характеристики, — в вертикальных многошпиндельных токарных полуавтоматах. В автоматах с распределительными валами, в поворотных столах в тех случаях, когда ограничено значение угла φ , наиболее часто применяют мальтийские механизмы с внешним зацеплением с прямолинейными пазам.

Максимальная угловая скорость мальтийского креста

$$\omega_{\max} = i_{\max} \omega_0,$$

где $i_{\max}$ — максимальное передаточное отношение; ω_0 — угловая скорость поводка.

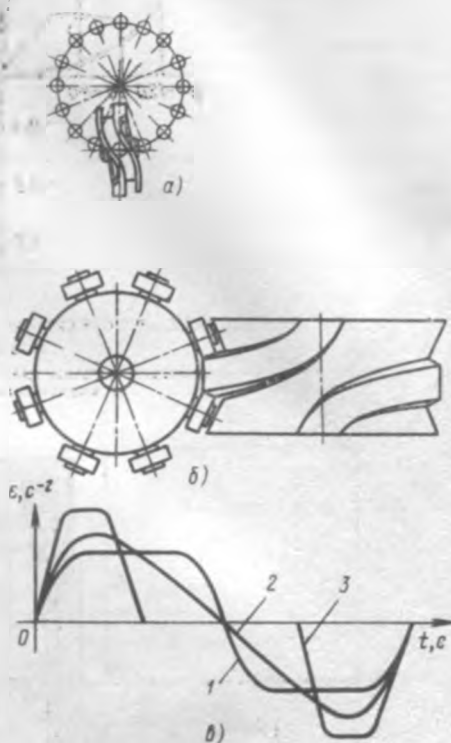


Рис. 6.41. Кулаково-цевочные механизмы: а — с осями цевок, параллельными оси поворота; б — с радиальным расположением цевок; в — характер изменения ускорений

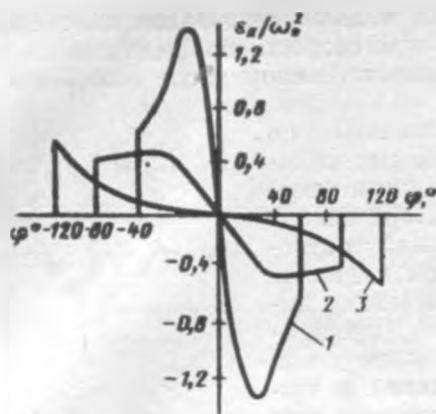


Рис. 6.42. Ускорения ε_x мальтийского креста при повороте:

1 — с внешним зацеплением; 2 — сферический крест; 3 — с внутренним зацеплением

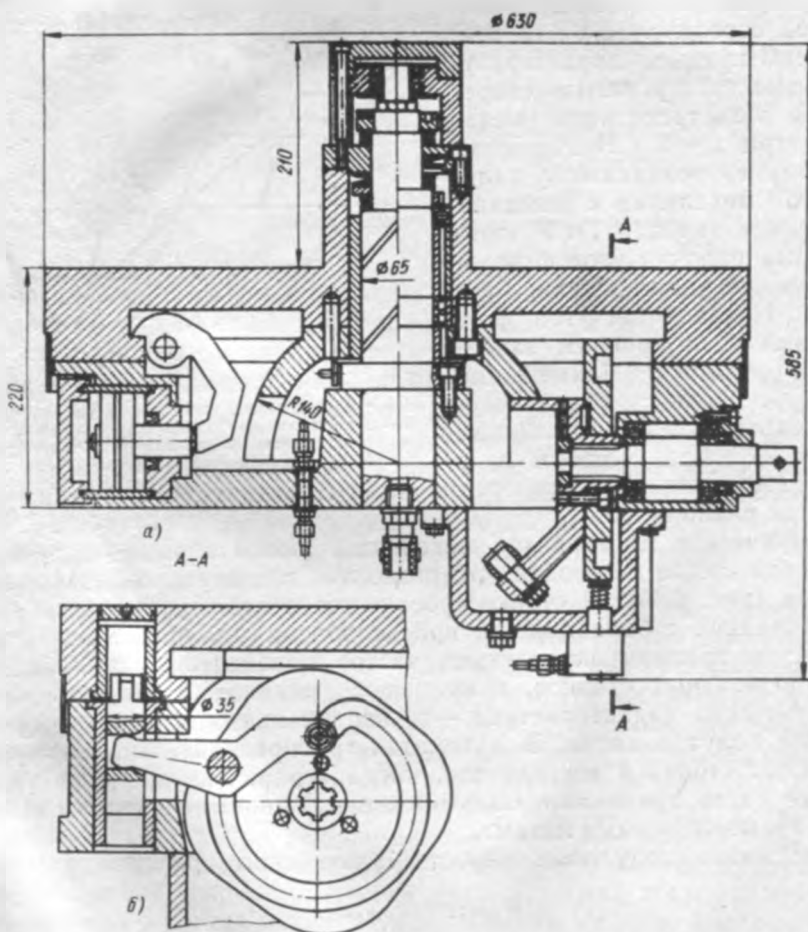


Рис. 6.43. Поворотный стол со сферическими мальтийским механизмом (а) и одинарным механизмом фиксации (б)

Максимальное ускорение креста $e_k = K_{\text{ст}} \omega_0^2$. Формулы для расчета безразмерных параметров $l_{k \text{ max}}$ и $K_{\text{ст}}$ приведены в табл. 6.19 и 6.20.

6.19. Формулы и данные для расчета размерных и кинематических параметров мальтийских механизмов

Параметр	Тип мальтийского механизма		
	Плоский с зацеплением		Сферический (3)
	внешним (1)	внутренним (2)	
Радиус креста	$R \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda}$	$\frac{R}{\lambda} (1+\lambda)$	$\frac{R}{\lambda} \sqrt{1-\lambda^2}$
Время поворота	$\frac{30}{n_0} \left(1 - \frac{2}{z_k}\right)$	$\frac{30}{n_0} \left(1 + \frac{2}{z_k}\right)$	$\frac{30}{n_0}$
Максимальное передаточное отношение	$\frac{\lambda}{1-\lambda}$	$\frac{\lambda}{1+\lambda}$	$\frac{\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}} = m$

Примечание. n_0 — частота вращения поводка; 1—3 — тип механизма; $\lambda = \sin \pi / z_k$.

6.20. Данные для кинематического расчета мальтийских механизмов

Число пазов креста z_k	Тип мальтийского механизма		
	с внешним зацеплением (1)	с внутренним зацеплением (2)	сферический (3)
$l_{k \text{ max}}$			
4	2,41	0,41	1,0
5	1,43	0,37	0,73
6	1,0	0,33	0,58
8	0,62	0,28	0,41
12	0,35	0,21	0,27
$K_{\text{ст max}} = e_{\text{ст max}} / \omega_0^2$			
4	5,4	1,0	0,88
5	2,3	0,72	0,58
6	1,35	0,58	0,46
8	0,7	0,41	0,35
12	0,35	0,27	0,25

Из-за погрешностей изготовления механизма и наличия зазоров действительное значение максимального ускорения существенно больше:

$$e_{k \text{ max}} = K_{\text{ст}} K_{\text{ст max}} \omega_0^2,$$

где $K_{\text{ст}} = 2 \dots 3$ — коэффициент динамичности по Митчеллу.

Инерционный момент на кресте $M_{\text{ин}} = J e_k$; $M_{\text{ин max}} = J e_{k \text{ max}}$. Момент на валу поводка $M_{\text{ав}} = (a_{z_k} + b_{z_k} A) M_{\text{т}} / \eta_{\text{м}}$.

Сила, направленная перпендикулярно к пазу креста,

$$P = M_{\tau}(c_{z_k} + Ad_{z_k})/R,$$

где $A = J\omega_0^2/M_{\tau}$; ω_0 — угловая скорость поводка; M_{τ} — момент трения в опорах; R — радиус поводка; η_m — КПД мальтийского механизма.

Коэффициенты a_{z_k} , b_{z_k} , c_{z_k} и d_{z_k} приведены в табл. 6.21.

6.21. Данные для расчета моментов и сил в мальтийских механизмах

Коэффи-циент	Тип механизма	При z_k				
		4	5	6	8	12
a_{z_k}	1	1,97	1,15	0,8	0,49	0,14
	2	0,19	0,18	0,17	0,16	0,088
	3	0,81	0,58	0,45	0,31	0,11
b_{z_k}	1	10	2,46	0,99	0,31	0,02
	2	0,09	0,064	0,049	0,033	0,0032
	3	0,67	0,31	0,18	0,088	0,013
c_{z_k}	1	2,16	1,28	0,9	0,56	0,17
	2	1,0	0,73	0,58	0,41	0,16
	3	1,29	0,82	0,61	0,42	0,16
d_{z_k}	1	11,5	2,9	1,2	0,39	0,03
	2	1,0	0,53	0,33	0,17	0,025
	3	1,12	0,47	0,28	0,15	0,024
$\lambda = \sin \pi/z_k$		0,707	0,588	0,500	0,383	0,259

Ограничения по мощности электродвигателя при КПД всего привода (включающего мальтийский механизм) $\eta = 0,85$ для небольшого поворотного стола с червячной передачей и мальтийским механизмом с внешним зацеплением приведены на рис. 6.44.

Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{M_{ин}\omega_{ср0}}{102\eta} = \frac{J\epsilon_k\omega_{ср0}}{102\eta}.$$

Вводя коэффициент динамичности $K_d = \epsilon_k/\omega_{ср0}^2$, получим $N_{дв} = K_d J \omega_{ср0}^2 / (102\eta)$. Обозначив $K_0 = \sqrt[3]{J \omega_{ср0}^3} = \omega_{ср0} \sqrt[3]{J}$, получим $N_{дв} = \frac{K_d K_0^3 / K_6^3}{102\eta}$, поскольку $K_0/K_6 = \omega_{ср0} \sqrt[3]{J/J_6}$, где K_6 — базовое значение коэффициента K_0 .

Червячные и зубчатые механизмы с электродвигателем. Прерывистость движения в таких механизмах создается или за счет применения муфты или путем остановки электродвигателя. Их используют в делительных устройствах и в поворотных столах низкой и средней быстроходности. В конструкциях с осевым смещением червяка 5 (рис. 6.45) применяют пружины и неопределенные амортизаторы 3, 6. Благодаря сжатию пружин 3 повышается плавность разгона узла

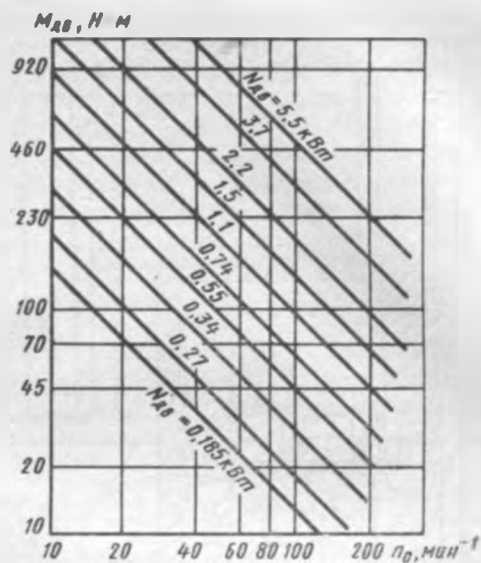


Рис. 6.44. Номограмма для выбора мощности N_{dv} электродвигателя столов с мальтийскими механизмами:
 n_0 — частота вращения поводка

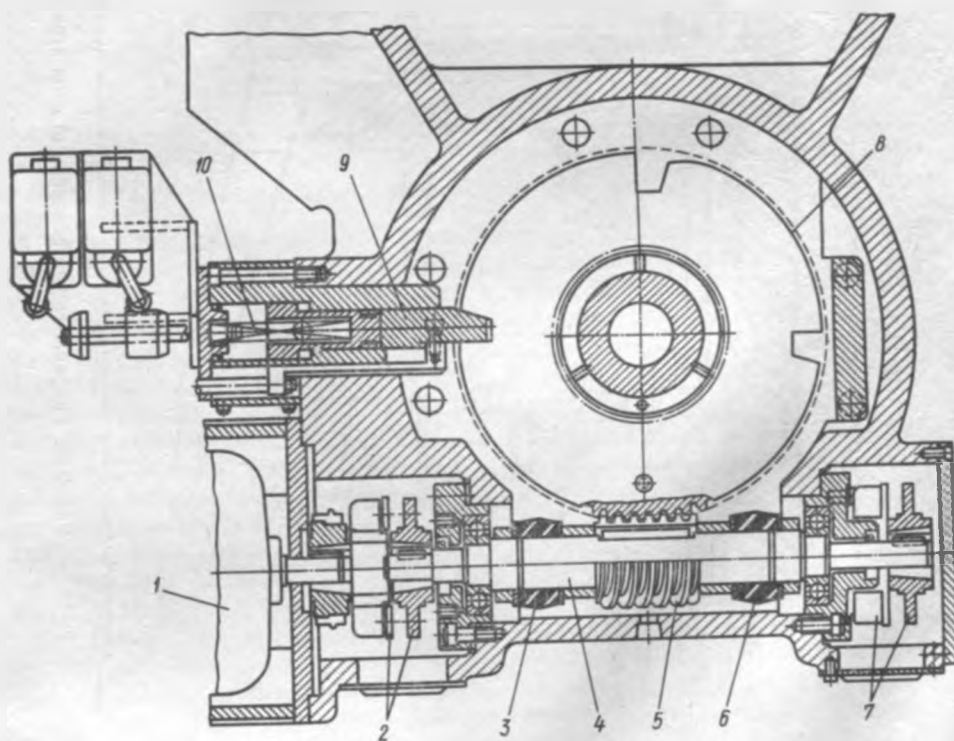


Рис. 6.45. Электромеханический привод с осевым смещением червяка барабанного приспособления протяжного станка

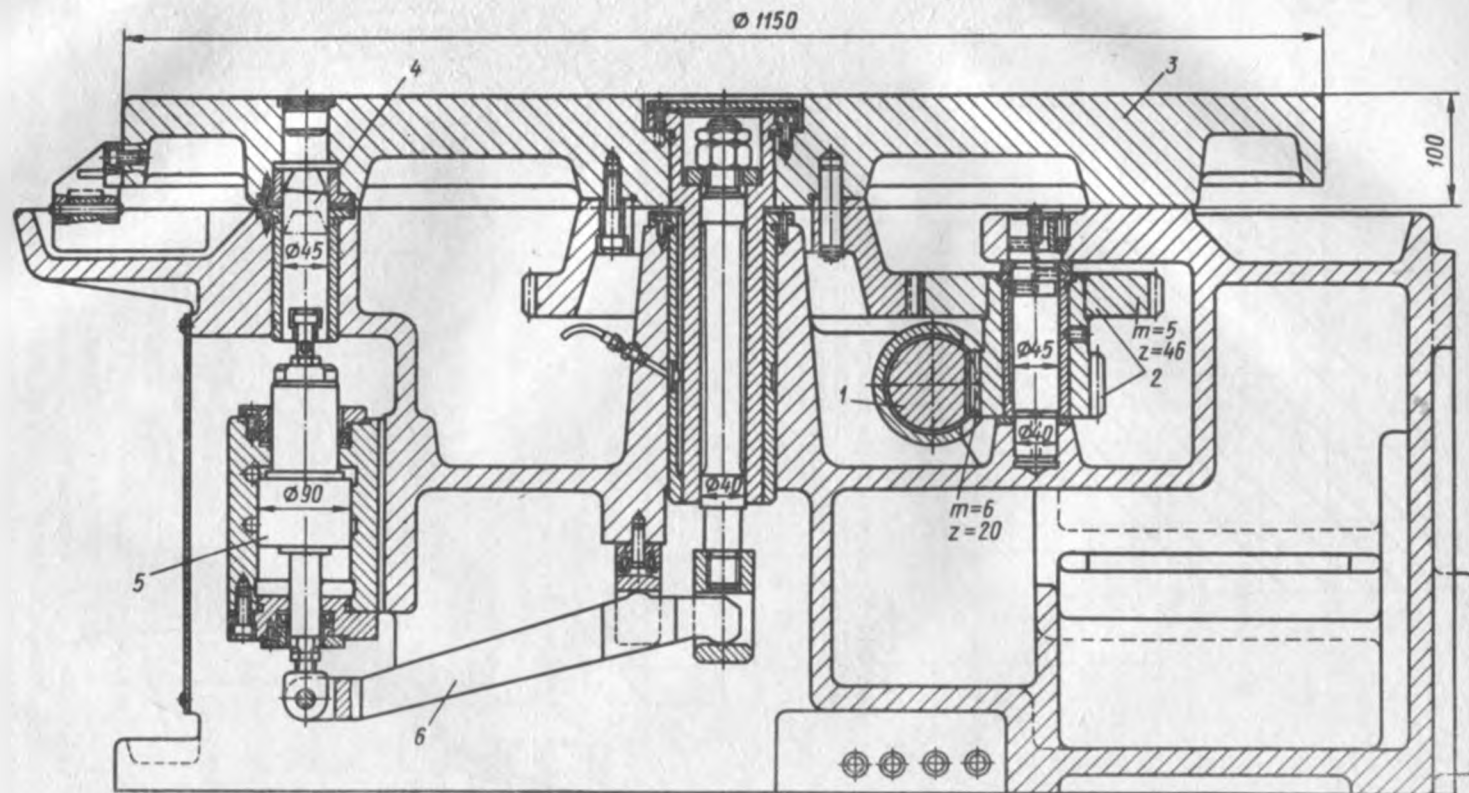


Рис. 6.46. Гидравлический поворотный стол агрегатного станка с приводом от гидроцилиндра

электродвигателем 1 ($N_{дв}=1,1$ кВт). Червячное колесо и делительный диск 8 закреплены на валу барабана загрузочного приспособления, поворачивающегося на конических роликовых подшипниках. Фиксатор 9 прижимается к диску 8 пружиной 10 еще до окончания поворота. Профиль диска облегчает заскакивание клиновидного фиксатора в паз диска. Червяк включается и выключается с помощью электромагнитной муфты 2. При выключении муфты вал 4 останавливает тормоз 7.

Гидравлические поворотные устройства. Одно из наиболее распространенных устройств с гидроцилиндром с рейкой 1 и зубчатой передачей 2 показано на рис. 6.46. Планшайба 3 стола фиксируется цилиндрическим фиксатором 4 с помощью штока гидроцилиндра 5. Шток соединен с рычагом 6, прижимающим планшайбу к направляющим после ее фиксации.

Получили применение поворотные устройства с гидромотором (рис. 6.47). При повороте стола 3 или барабана скорость его снижает-

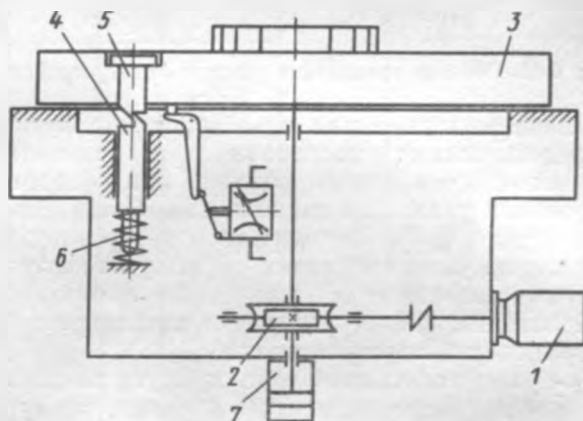


Рис. 6.47. Гидравлический поворотный стол с приводом от гидромотора

ся путем введения червячной передачи 2. Гидромотор 1 в конце поворота реверсируется, упор стола 5 прижимается к фиксатору 4, вводимому пружиной 6. У барабанных приспособлений для повышения надежности фиксации устанавливают дополнительный фиксатор, вводимый гидроцилиндром. Осевое смещение барабана для его зажима осуществляется винтовым механизмом. У стола планшайба 3 прижимается к направляющим с помощью гидроцилиндра 7.

Пневматические поворотные устройства. Механизм с пневмоцилиндром поворачивает планшайбу с помощью штока, рычага с подпружиненной собачкой. В конце поворота рычага собачка прижимается к неподвижному упору. Он предупреждает перебег планшайбы и обеспечивает заклинивание собачки.

Механизмы фиксации. Фиксирующие устройства широко применяют в устройствах линейного и особенно углового позиционирования (рис. 6.48). Они предназначены для точной установки выходного звена механизма позиционирования и предотвращения его смещения под действием сил, возникающих в процессе обработки. В ряде случаев для этого приходится дополнительно применять специальные механизмы зажима (прижима к направляющим) узла.

Механизмы предварительной фиксации применяют в быстроходных фиксирующих устройствах. Они предварительно устанавливают в

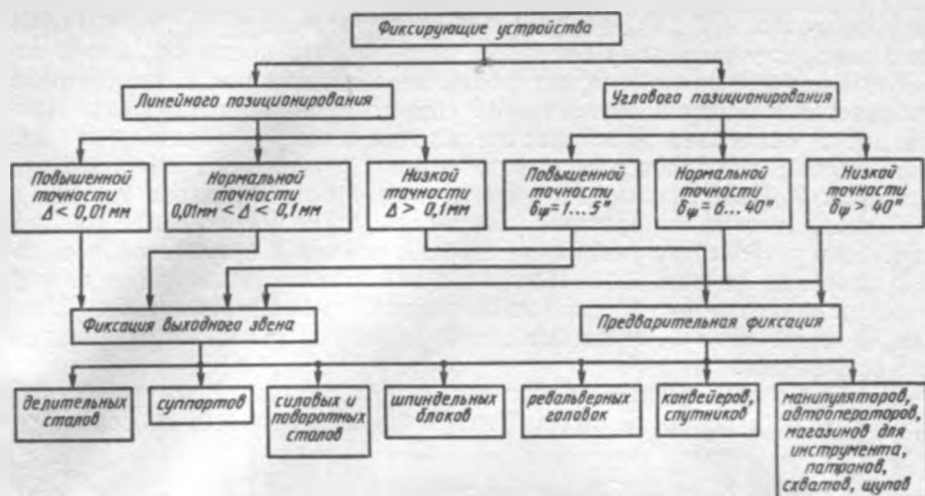


Рис. 6.48. Области применения фиксирующих устройств

заданное положение выходное или одно из промежуточных звеньев механизма и предотвращают несрабатывание основного механизма фиксации из-за неточного позиционирования при повороте или линейном позиционировании узла. Для гашения колебаний используют демпфирующие устройства [2]. Их применяют в зуборезных и зубошлифовальных станках, токарных автоматах и полуавтоматах, многопозиционных агрегатных станках и автоматических линиях, станках с ЧПУ и многоцелевых станках, манипуляторах и автооператорах, различных загрузочных и транспортных устройствах.

Фиксируемые узлы отличаются друг от друга по форме (табл. 6.22), габаритным размерам, массе, моментам инерции, числу позиций (шагу), действующим внешним нагрузкам, требованиям к точности позиционирования и быстроходности, что определяет разнообразие способов фиксации (табл. 6.23) и типов устройств, применяемых для фиксации обрабатываемых деталей, делительных шпинделей, револьверных головок, столов, суппортов, шпиндельных блоков, конвейеров периодического действия, магазинов и других узлов.

Типы фиксаторов и схемы механизмов фиксации. Фиксаторы отличаются по способам ввода: поступательные (тип I), качающиеся (тип II), вращающиеся (тип III); по форме, числу и сочетаниям фиксирующих (табл. 6.23) и направляющих поверхностей, определяющих надежность ввода, удельные нагрузки на направляющие и фиксирующие поверхности, выборку зазоров, возможность компенсации износа, регулирования в целях повышения точности и предотвращения нежелательных пространственных смещений фиксируемого узла. Механизмы с точечным контактом фиксирующих поверхностей применяют лишь при предварительной фиксации. Различают механизмы с усреднением ошибок изготовления фиксирующих поверхностей (табл. 6.23, механизмы 1а, 3б, 3в) и без усреднения этих ошибок.

Механизмы ввода и вывода фиксатора, создающие нагрузки, необходимые для точной установки узла и предотвращения расфиксации при работе станка, надежности вывода, разделяют по типу привода, наличию самоторможения, упругих звеньев (с силовым замыканием), направлению сил, действующих на фиксатор и его направляющие.

6.22. Сочетание фиксирующих поверхностей в механизмах фиксации

Вид контакта	Поверхность фиксатора	Гнездо, опорная поверхность			
		Сферическая	Цилиндрическая и коническая	Эвольвентная	Плоская
В точке	Сферическая				
По линии (линиям)	Сферическая	—		—	—
	Цилиндрическая и коническая				
	Эвольвентная и винтовая				
	Плоская	—			—
По поверхности (поверхностям)	Плоская	—	—	—	
	Цилиндрическая и коническая	—		—	—
	Сферическая		—	—	—

6.23. Схемы фиксаторов

Тип фиксатора	Соприкосновения фиксирующих поверхностей							
	по линии			по поверхности			по поверхности	
	Цилиндрических с плоскими или цилиндрическими	Конических с цилиндрическими или коническими	Эвольвентных с плоскими, с цилиндрическими, с эвольвентными или винтовыми	Плоских	Цилиндрических	Конических	Плоских	Цилиндрических
I		—						
II		—				—		
III						—	—	—

Вывод фиксатора-упора часто осуществляется при повороте узла кулачками, закрепленными на нем.

В механизмах зажима (прижима) и освобождения опор фиксируемых узлов обращают внимание на правильное центрирование поворачиваемых узлов и предотвращение их смещения при зажиме относительно направляющих. Это во многом зависит и от типа механизма фиксации. При применении механизмов с муфтами (плоскими зубчатыми колесами 1, 2, рис. 6.49; см. также табл. 6.23, механизмы 1а—

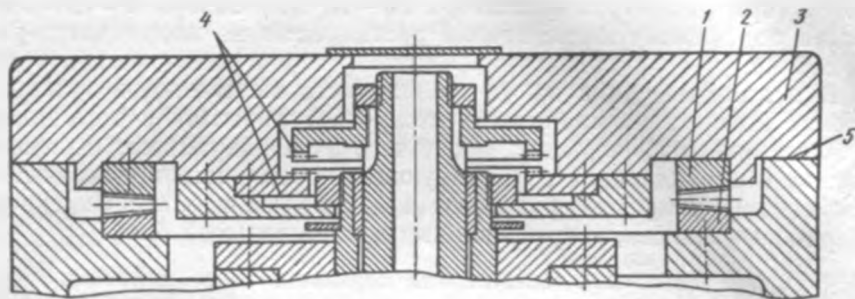


Рис. 6.49. Механизм фиксации с плоскими зубчатыми колесами поворотного стола агрегатного станка

3а) обеспечивается центрирование за счет формы фиксирующих поверхностей при одновременном усреднении ошибок деления. При повороте планшайбы 3 включается муфта 4. Для прижима планшайбы к направляющим 5 применяют механизмы с электромеханическим, гидравлическим и пневматическим приводом.

Выборка зазоров в направляющих фиксаторов наиболее просто осуществляется в призматических направляющих с помощью периодически регулируемого клина или путем его автоматизированного перемещения после окончания фиксации. Применяют также зажим с помощью эксцентрика. Из числа разрезных фиксаторов хорошо зарекомендовал себя цилиндрический фиксатор, применяющийся для фиксации кольцевых столов. Недостатком его является сложность пригонки фиксирующих поверхностей при сборке механизма. При упругих фиксаторах, применяемых в механизмах с усреднением ошибок деления [5], направляющие отсутствуют и выборка зазоров не требуется. За счет упругости фиксаторов выбирают зазоры между фиксирующими поверхностями фиксатора и роликов. При такой конструкции необходим надежный прижим планшайбы к направляющим.

Уменьшение изнашивания фиксирующих и направляющих поверхностей основных фиксаторов обеспечивается за счет устранения скольжения фиксирующих поверхностей упора и фиксатора и уменьшения нагрузок на направляющие поверхности. В механизмах двойной фиксации, в которых фиксируемый узел реверсируется и прижимается к основному фиксатору, фиксатор при повороте узла свободно вводится в фиксирующее гнездо или в заданную позицию. Реверс производится либо приводом поворота (см. табл. 6.23, механизмы 7а, 7б, 7д, 8а), либо вторым фиксатором (механизмы 7в, 7ж, 7з, 8б). В механизмах с вращающимися фиксаторами (типа 1а, 2а, 2б) разгрузка направляющих и фиксирующих поверхностей цевок (с предварительным натягом) невозможна.

В механизме многошпиндельного токарного автомата применена сложная рычажная система, которая с помощью кулачка, закрепленно-

го на распределительном валу, и пружин осуществляет ввод основного и натяжного фиксаторов. При этом во время фиксации основной фиксатор неподвижен. Натяжной фиксатор совершает сложное движение, что обеспечивает плавность западания в гнездо и реверса шпиндельного блока.

Технологические особенности изготовления и доводки механизмов фиксации: наиболее простые в изготовлении цилиндрические фиксаторы (см. табл. 6.23, механизмы 5а, 5б, 5в) притирают. При этом добиваются (при диаметрах фиксатора 30—40 мм) зазора 8—12 мкм. Отверстия под фиксирующие втулки растачивают на координатно-расточном станке.

В механизмах типа 4а, 4б гнезда часто выполняют в сухарях, положение которых на планшайбе можно регулировать с помощью винтов или клиньев и прокладок, после чего их привертывают и штифтуют. Плоские и цилиндрические фиксирующие поверхности притирают. У механизма типа 4г шлифуют и притирают плоские фиксирующие поверхности пальцев, запрессованных в шпиндельный блок.

6.6. Динамика механизмов периодического действия

Повышенные требования к быстроходности механизмов современного автоматического оборудования делают необходимым проведение динамических расчетов механизмов периодического действия, так как из-за влияния ускорений, возникающих при разгоне и торможении узлов с опорами качения, динамические нагрузки, примерно пропорциональны квадрату, а затраты мощности — кубу средней скорости периодического перемещения. Погрешности изготовления и недостаточная жесткость звеньев могут привести к еще большему увеличению динамических нагрузок и их неблагоприятному влиянию на надежность и долговечность.

Анализ зависимости динамических нагрузок и точности позиционирования от быстроходности. На выходном звене механизма периодического действия измеряют три параметра: скорость (линейную v или угловую ω), ускорение (линейное a или угловое ε), перемещение в конце хода (линейное Δ или угловое δ). На осциллограммах (рис. 6.50) имеются участки разгона t_p , установившегося движения руки t (в данном примере с небольшим спадом скорости) и торможения $t_{тн}$.

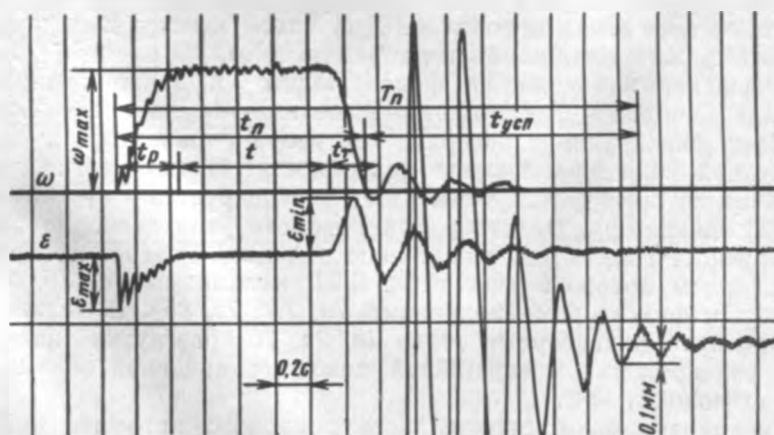


Рис. 6.50. Кинематические параметры руки промышленного робота

ния t_r . У механизмов позиционирования имеется еще участок успокоения колебаний $t_{усп}$, а у механизмов с фиксацией — участок t_ϕ колебаний при фиксации. Протяженность этих участков зависит от выбранных ограничений на уровень колебаний, т. е. от Δ или δ_ψ . Общее время позиционирования

$$T_n = t_n + t_{усп} + t_r + t_\phi = t_n + t_\phi,$$

где t_n — время движения без учета колебаний на последнем участке цикла позиционирования.

Обозначим через $\eta_\phi = t_\phi / T_n$ безразмерный коэффициент потерь на фиксацию, по которому можно оценить потери времени и их влияние на быстродействие механизма (табл. 6.24 и 6.25).

Средняя скорость поворота. Наибольший интерес представляет сравнение устройств по их быстроходности, оцениваемой по средней скорости $v_{ср}$ или $\omega_{ср}$.

6.24. Коэффициент потерь на фиксацию η_ϕ при различных углах поворота ψ

Механизм фиксации	Точность δ_ψ	Угол поворота						
		$\pi/60$	$\pi/8$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/2$	π	2π
С усреднением ошибок	<6	0,9 0,95	0,56 0,8	0,5 0,78	0,4 0,68	0,25 0,5	0,17 0,33	0,08 0,18
С двойной фиксацией (с реверсом)	<20	0,8 0,9	0,35 0,56	0,3 0,5	0,2 0,4	0,1 0,25	0,06 0,17	0,02 0,08
С одинарной фиксацией (с одним фиксатором)	>20	0,7 0,8	0,18 0,35	0,13 0,3	0,1 0,2	0,03 0,1	0,02 0,06	0,01 0,02

6.25. Быстродействие и точность механизмов фиксации основных типов

Тип фиксатора (см. табл. 6.23)	Механизм фиксации	η_ϕ	$K = (1 - \eta_\phi) K_0$	$\delta_\phi, ^\circ$
I—1	С усреднением ошибок	0,15—0,5 $z_0 = 2 \dots 12$	$(0,5—0,85) K_0$	2—6
I—7; I—8	С двойной фиксацией	0,1—0,3	$(0,7—0,9) K_0$	8—20
I—4; I—5a	С одинарной фиксацией (с перемещением фиксатора)	0,05—0,1	$(0,9—0,95) K_0$	3—200
I—5б и 5в	С одинарной фиксацией (с перемещением фиксируемого узла)	0,25—0,3	$(0,7—0,75) K_0$	25—40
II—7; II—8	С двойной фиксацией	0,3—0,35	$(0,65—0,7) K_0$	10—20
III—1; III—2	С одинарной фиксацией (с вращающимся фиксатором)	0,35—0,45	$(0,55—0,65) K_0$	45—180
Наиболее распространенные механизмы		0,05—0,5	$(0,5—0,95) K_0$	2—200

При линейном позиционировании $v_{ср} = L/T_n$, где L — путь узла; при угловом позиционировании $\omega_{ср} = \psi/T_n$, где ψ — угол поворота узла. Если не учитывать потерь на колебания (например, при расфасовке, сборке они могут быть полезными), то $v_{ср} = L/t_n$; $\omega_{ср0} = \psi/t_n$.

Коэффициент быстроходности. Быстроходность, кроме пути и закона движения, существенно зависит от перемещаемых масс m или от их моментов инерции J (относительно оси поворота). На рис. 6.51

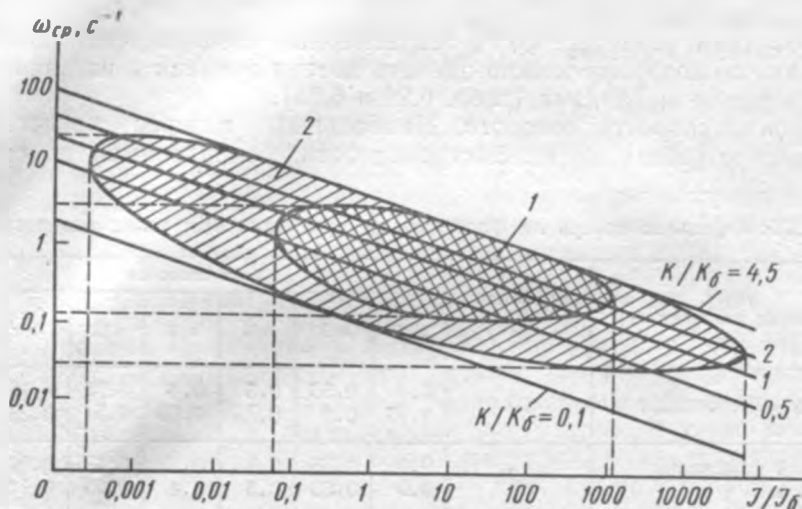


Рис. 6.51. Зависимость средней скорости поворота от момента инерции поворачиваемого узла:

1 — область наиболее часто встречающихся значений; 2 — область относительно редко встречающихся значений

показана экспериментально определенная зависимость $J/J_б$ от $\omega_{ср}$, где $J_б$ — базовое значение момента инерции поворачиваемого узла, $J_б = 9,8$, если J рассчитано в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. С увеличением J средняя скорость $\omega_{ср}$ уменьшается

$$K/K_б = \omega_{ср} \sqrt[3]{J/J_б}.$$

где $K/K_б$ — безразмерный коэффициент быстроходности, а $K_б = 2,14$ — его базовое значение.

Пренебрегая влиянием потерь на фиксацию, можно принять, что

$$K_б K_б = \omega_{ср0} \sqrt[3]{J/J_б}.$$

Эта зависимость была получена ранее при анализе формулы мощности. Экспериментальные данные подтверждают, что для нагруженных устройств ограничения быстроходности по мощности двигателя существенны [5].

Быстроходность зависит от требований к точности. Общее время поворота определяли в зависимости от требований к точности. На рис. 6.52 показана такая зависимость для механизмов углового позиционирования. Было установлено, что

$$K/K_б = f(z_0, \sqrt[3]{\delta_\varphi}) = f(\sqrt[3]{V\psi}, \sqrt[3]{\delta_\varphi}).$$

где z_0 — число позиций; δ_φ — случайная составляющая погрешности позиционирования.

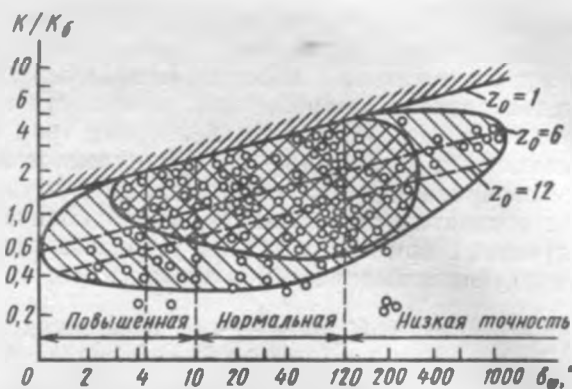


Рис. 6.52. Зависимость коэффициента быстроходности от точности позиционирования

Чем меньше δ_ψ и больше z_0 , тем ниже достижимая быстроходность. Это объясняется тем, что при большом числе позиций меньше путь и больше сказывается влияние переходных процессов, увеличение участков разгона и торможения уменьшает коэффициент заполнения тахограммы $\gamma_0 = \omega_{ср}/\omega_{\max}$, где $\omega_{\max}$ — наибольшая скорость при повороте. Величина $\sqrt{\psi}$ отражает влияние средних величин γ_0 . При $z_0 > 1$, $\psi < 2\pi$ и принятых пределах изменения δ_ψ безразмерный коэффициент быстроходности $K/K_0 < 1,2 \dots 9,0$.

Приведенные выше данные позволяют приближенно оценить быстроходность с помощью обобщенного коэффициента быстроходности

$$a_0/a_{0б} = \frac{K/K_0}{\sqrt{\psi} \sqrt{\delta_\psi}} = \frac{\omega_{ср} \sqrt[3]{J/J_0}}{\sqrt{\psi} \sqrt{\delta_\psi}},$$

где $a_{0б} = 1,07$ — базовое значение коэффициента.

Обобщенный коэффициент быстроходности позволяет учесть влияние на быстроходность не только момента инерции, но и угла поворота выходных звеньев и требований к точности. Но при этом не учитывается жесткость механизма и рабочего тела, достаточность мощности привода. Эти факторы принимаются во внимание при назначении «эталонных» значений a_0 .

Для быстроходных поворотных столов, шпиндельных блоков $a_0/a_{0б} = 0,5 \dots 0,7$ (средние значения); для поворотных столов средней быстроходности, кантователей, крупных порталных промышленных роботов $a_0/a_{0б} = 0,2 \dots 0,3$; для малогабаритных столов, револьверных головок, барабанных приспособлений с габаритными ограничениями и недостаточной мощностью привода $a_0/a_{0б} = 0,2 \dots 0,25$.

Применение тех или иных способов оценки быстроходности зависит от совпадения основных параметров сравниваемых устройств: $\omega_{ср}$ принимают при совпадении параметров J , z_0 , δ_ψ , η_ϕ , $N_{дв}$; K_0 — при совпадении z_0 , δ_ψ , η_ϕ , $N_{дв}$; Q — при совпадении z_0 , δ_ψ , $N_{дв}$; a_0 — при совпадении $N_{дв}$ и одинаковых габаритных ограничениях.

Для конкретных типов транспортных устройств эти данные уточняют при натурных испытаниях и моделировании.

Коэффициент динамичности. Следующим этапом обработки экспериментальных данных являлось отыскание эмпирических зависимостей между полученными показателями качества и силовыми параметрами с целью получения комплексных оценок качества.

Особое внимание следует обращать на коэффициент динамичности K_d , так как он безразмерен, достаточно универсален и пригоден для сравнения нагрузок на механизмы поворота различных типов. Значение этого коэффициента зависит от требований к точности позиционирования и от коэффициента быстроходности K_0 . Кроме типа и конструкции применяемого механизма на значение K_d существенное влияние оказывают условия демпфирования, в частности тип опор и упругость выходных звеньев. На основании обработки большого количества данных (рис. 6.53), полученных при исследовании устройств различных типов, была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$K_d = \frac{A_d}{\delta_{\psi}^y K_0^z},$$

где A_d , y и z — эмпирические коэффициенты.

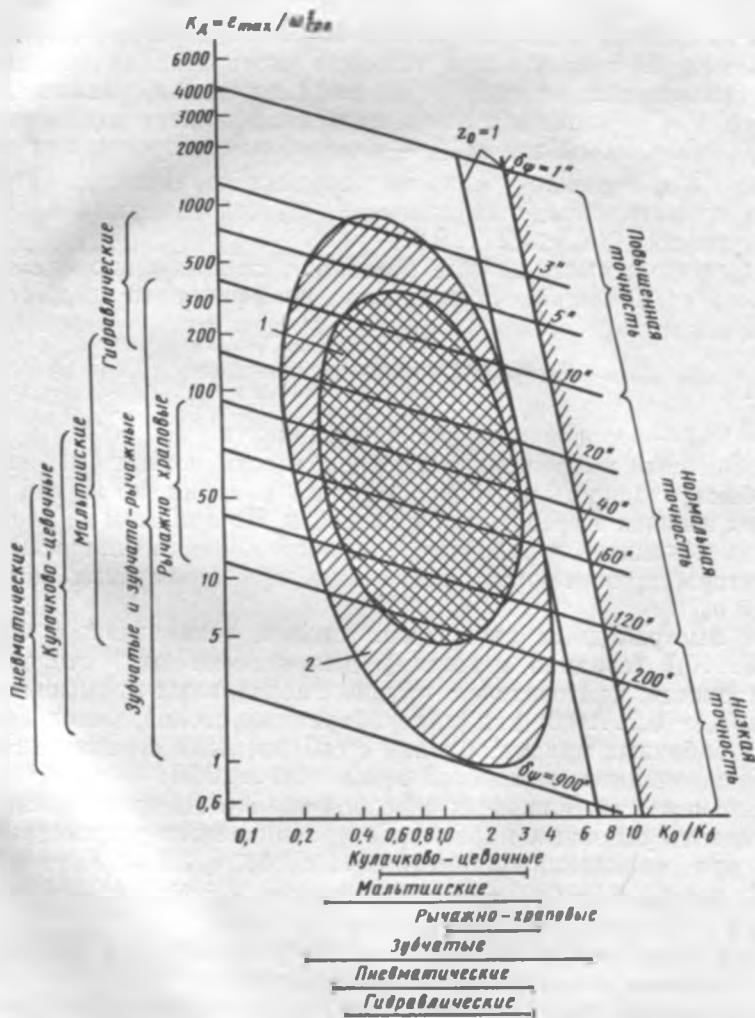


Рис. 6.53. Зависимость коэффициента динамичности от коэффициента быстроходности: 1 — зона наибольшего числа экспериментальных точек; 2 — зона относительно меньшего числа экспериментальных точек

6.26. Значение коэффициента динамичности

Коэффициент быстроходно- сти K_0/K_6	Точность позиционирования или фиксации		
	повышенная, $\delta_\psi=3\dots10^\circ$	нормальная, $\delta_\psi=11\dots20^\circ$	низкая, $\delta_\psi=125\dots900^\circ$
3—10	—	—	0,5—7
2,0—2,9	—	7—150	0,75—8
1—1,9	150—600	8—180	0,85—10
0,5—0,9	180—750	11—230	1,1—14
0,1—0,4	240—1400	14—420	—

Для приближенного определения значения K_d можно принять $A_d/A_{d.6}=2\cdot10^3$; $y=1$ и $z=1/3$. Тогда

$$K_d = \frac{2\cdot10^3}{\delta_\psi \sqrt[3]{K_0/K_6}}$$

Ориентировочные значения K_d приведены в табл. 6.26. Величина A_d может быть принята в качестве комплексного показателя качества механизма. В безразмерном виде

$$A_d/A_{d.6} = K_d \delta_\psi (K_0/K_6)^z = K_d \delta_\psi \sqrt[3]{K_0/K_6}$$

Пределы изменения экспериментальных данных близки к расчетным (нижние пределы расчетных значений K_d для механизмов с повышенной и нормальной точностью определяют с некоторым запасом, учитывающим нестабильность работы поворотных устройств). Выпадают из построенных зависимостей данные для старых моделей электро-механических устройств с постоянным передаточным отношением и реверсом электродвигателя, для пневматических и гидравлических поворотных устройств — плохо отлаженных, с неправильно выбранным законом торможения и недостаточным демпфированием выходных звеньев. Часто $K_0/K_6 \approx 1$. В этой области значений $A_d/A_{d.6} \approx K_d \delta_\psi = K_{6.6}$.

Значения коэффициента $K_{6.6}$, который оценивает динамические условия поворота и достижимую точность для различных K_0/K_6 и δ_ψ , приведены в табл. 6.27. Согласно данным табл. 6.27 принятое выше значение $A_d/A_{d.6}=2\cdot10^3$ соответствует средним часто встречающимся условиям ($K_0/K_6=0,5\dots1,9$, $\delta_\psi=3\dots120''$). Это более явно проявляется, если отобрать зарекомендовавшие себя при эксплуатации конструкции.

6.27. Значения коэффициента $K_{6.6}$ при разных K_0/K_6 и δ_ψ

K_0/K_6	$\delta_\psi=3\dots10^\circ$	$\delta_\psi=11\dots120^\circ$	$\delta_\psi=125\dots900^\circ$	Любые δ_ψ
3—10	—	—	450—870	450—870
2—2,9	100—2500	840—1650	250—1000	100—1650
1—1,9	1500—1800	960—2000	765—1250	765—2000
0,5—0,6	1800—2250	1320—2500	1000—1750	1000—2500
0,1—0,4	2400—4200	1700—12500	—	1700—12500

При конкретных значениях z_0 пределы изменения K_0 значительно сужаются. Так, при $z_0=6$ $K_0/K_6=0,5\dots3,9$, а при $z_0=120$ $K_0/K_6=0,1\dots0,85$. На рис. 6.53 указаны области значений K_d и K_0/K_6 , характерные для механизмов и устройств различных типов. Значения K_d значительно меньше у пневматических устройств с малой жесткостью рабочего тела (воздуха), наибольшее K_d у гидравлических поворотных особенно у высокоточных устройств. График может быть использован для

проверки ограничений верхнего уровня быстроходности по значению K_0/K_6 для различных уровней K_d . В пределах экспериментальных значений графика, приведенного на рис. 6.53, $K_0/K_6 < 2,5 \dots 10$. Квалиметрическая обработка данных позволяет выделить те предельные значения показателей качества, которые допустимы в данных условиях.

Влияние износа на показатели качества. Для оценки качества не только нового, но и изношенного оборудования необходимо проследить изменение обобщенного коэффициента быстроходности в процессе эксплуатации. На рис. 6.54 построена зависимость a_{ω} от коэффициента A_d ,

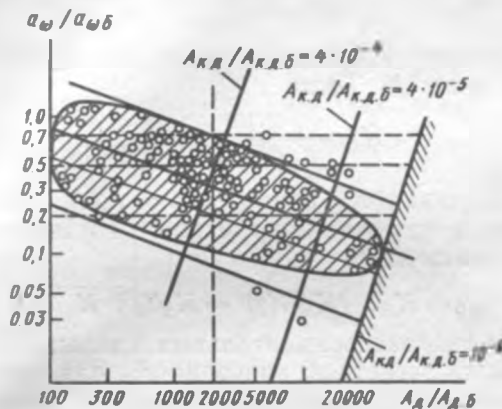


Рис. 6.54. Зависимость обобщенного коэффициента быстроходности a_{ω} от коэффициента A_d

который увеличивается по мере изнашивания (коэффициенты динамичности растут, точность снижается). Коэффициент a_{ω} уменьшается с увеличением A_d (растут потери на колебания в конце хода, увеличивается η_f , в ряде случаев из-за изношенности оборудования приходится уменьшать ω_0). Из расположения экспериментальных точек для неизношенных механизмов получено: $A_d/A_{d.6} = 2 \cdot 10^3 \pm 10^3$ и $a_{\omega}/a_{\omega.6} = 0,5 \pm 0,2$, где $A_{d.6}$ и $a_{\omega.6}$ — базовые значения, охватывающие наиболее часто встречающиеся случаи. По мере изнашивания экспериментальные точки приближаются к предельным значениям, характеризуемым зависимостью:

$$A_{k.d}/A_{k.d.6} = \frac{\sqrt[3]{a_{\omega}/a_{\omega.6}}}{A_d/A_{d.6}} = 10^{-6}.$$

При $A_d/A_{d.6} = 2 \cdot 10^3$ и $a_{\omega}/a_{\omega.6} = 0,5$ отношение $A_{k.d}/A_{k.d.6} = 4 \cdot 10^{-4}$. Таким образом, коэффициент потери работоспособности $A_{k.d}$ может увеличиваться в процессе изнашивания не более чем на два порядка (значение $A_{k.d}/A_{k.d.6} = 10^{-6}$ соответствует случаям предельного изнашивания, что недопустимо). Для большинства изношенных механизмов поворота $A_{k.d}/A_{k.d.6} < 4 \cdot 10^{-5}$.

Сравнение показателей качества механизмов различных типов. Справочные данные о коэффициентах K_0 и K_d и величине δ_0 для различных механизмов приведены в табл. 6.28, а в табл. 6.29 даны комплексные показатели качества механизмов. Этих данных недостаточно для точного нормирования, но они дают более обобщенное представление о свойствах и дополняют проведенное выше сравнение механизмов с помощью других показателей. Более стабильны данные для отработанных конструкций электромеханических устройств (кулачково-цевочных, мальтийских, кулисных и рычажно-храповых), у которых регулирова-

6.28. Коэффициенты K_0/K_6 и K_d , характерные для различных типов механизмов

Тип механизма	K_0/K_6	K_d	λ_0
Электромеханические:			
кулачково-цевочные	0,5—3	2—55	50—400
мальтийские	0,25—3,5	4—200	15—300
рычажно-храповые	1—3,5	20—90	40—200
зубчато-рычажные	0,2—6,0	1—20	200—900
зубчатые, волновые	0,3—6,0	5—400	5—170
Пневмомеханические	0,35—3,2	0,8—60	100—900
Гидромеханические	0,32—3,0	150—1000	4—20

6.29. Комплексные показатели качества поворотных устройств

Тип механизма	$a_{\omega}/a_{\omega 0}$	A_d/A_{d0}	$(A_{к.д}/A_{к.д.0}) \cdot 10^4$
Электромеханические:			
кулачково-цевочные	0,22—0,85	1640—9200	0,65—5,4
мальтийские, кулисные	0,27—0,9	130—9500	0,8—5,2
рычажно-храповые	0,29—1,0	4000—7200	1,1—2,5
зубчатые	0,01—0,57	1355—50000	0,3—4,8
Пневмомеханические	0,1—0,8	270—9000	3,1—3,2
Гидромеханические	0,08—0,58	176—33000	0,4—3,7

ние механизма оказывает меньшее влияние на динамику поворота, чем у других поворотных устройств.

Разработка динамической модели гидромеханических устройств. Для оценки быстроходности требуется совместное рассмотрение работы механизмов позиционирования и фиксации. Динамическая модель исследуемой системы для поворотного стола (рис. 6.47) агрегатного станка представлена на рис. 6.55. Движение описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_1 + \frac{b_1}{J_1} (\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2) + \frac{C_1}{J_1} (\psi_1 - \psi_2) - \frac{C_{\pi}}{J_1} \int_0^t (\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_1) d\tau = 0; \\ \ddot{\psi}_2 + \frac{b_1}{J_2' - \kappa J_2''} (\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_1) + \frac{C_1}{J_2' - \kappa J_2''} (\psi_2 - \psi_1) + \frac{\kappa b_1}{J_2' - \kappa J_2''} (\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2) + \\ + \frac{\kappa C_2}{J_2' - \kappa J_2''} (\psi_3 - \psi_2) = 0; \\ \ddot{\psi}_3 + \frac{b_2}{J_3} (\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2) + \frac{C_2}{J_3} (\psi_3 - \psi_2) + \frac{C_{\Phi}}{J_3} (\psi_3 - \psi_{\text{пов}}) + \frac{M_T}{J_3} = 0, \end{aligned}$$

где J_1 — приведенный к ведомому валу суммарный момент инерции ротора гидромотора и рабочего объема жидкости; ψ_1 — угол поворота ротора гидромотора; J_2' и J_2'' — соответственно приведенные к ведомому валу моменты инерции червяка и червячного колеса; t — время; ψ_1' и ψ_2' — углы поворота соответственно червяка и колеса; ψ — угол поворота колеса без учета зазора; ψ_3 и J_3 — соответственно угол поворота и момент инерции выходного звена; C_1 — приведенная к ведомому валу жест-

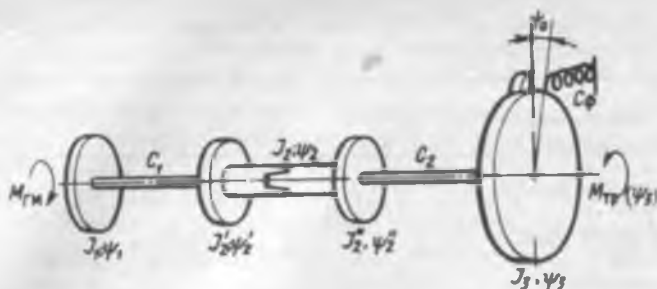


Рис. 6.55. Динамическая модель поворотно-фиксирующего механизма поворотного стола агрегатного станка:

$M_{гм}$ — момент на валу гидромотора

кость муфты, соединяющей ротор гидромотора и червяк; C_2 — жесткость вала между червячным колесом и фиксируемым узлом; $\psi_{рев}$ — угол поворота колеса при реверсе; $M_{тр} = f(\dot{\psi}_3)$ — момент сил трения в направляющих фиксируемого узла; C_ϕ — жесткость фиксатора и фиксирующих упоров; $\dot{\psi}_н$ — установившееся значение скорости ротора гидромотора; $C_ж$ — жесткость столба рабочей жидкости; κ — динамическое передаточное отношение самотормозящейся передачи; $\kappa = M_I / M_{II}$, здесь M_I и M_{II} — внутренние моменты, действующие на звенья самотормозящейся передачи. Значения κ определяли по методике В. Л. Вейца.

При $\dot{\psi}_1 > 0$

$$\kappa = \begin{cases} -\operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\alpha + \rho) & \text{при } A < 0 \text{ и } \dot{\psi}_3 > 0 \text{ при разгоне;} \\ \operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\rho - \alpha) & \text{при } A > 0 \text{ при уменьшении } M_{тр} \text{ или заклинивании;} \\ \operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\rho - \alpha) & \text{при } A < 0 \text{ и } \dot{\psi}_3 < 0. \end{cases}$$

При $\dot{\psi}_1 < 0$

$$\kappa = \begin{cases} -\operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\alpha + \rho) & \text{при } A > 0 \text{ и } \dot{\psi}_3 < 0 \text{ при разгоне;} \\ \operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\rho - \alpha) & \text{при } A < 0 \text{ при уменьшении } M_{тр} \text{ или заклинивании;} \\ \operatorname{tg} \alpha^{-1} \operatorname{tg} (\rho - \alpha) & \text{при } A > 0 \text{ и } \dot{\psi}_3 > 0. \end{cases}$$

где $A = J_2'' b_1 (\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_1) + J_2'' C_1 (\psi_2 - \psi_1) + J_2' b_2 (\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2) + J_2' C_2 (\psi_3 - \psi_2)$; α и ρ — соответственно углы подъема винтовой линии и трения в червячном зацеплении.

Характер изменения моментов трения $M_{тр}$ приведен на рис. 6.56 [5].
Момент трения

$$M_{тр} = \begin{cases} M = f(\dot{\psi}_3) & \text{при } \dot{\psi}_3 > \dot{\psi}_3^*; \\ M^* & \text{при } \dot{\psi}_3 = \dot{\psi}_3^*; \\ M = f(\dot{\psi}_3) & \text{при } 0 < \dot{\psi}_3 < \dot{\psi}_3^*; \\ M_0 & \text{при } \dot{\psi}_3 = 0, \text{ если } M_{дв} > M_0; \\ M_{дв} & \text{при } \dot{\psi}_3 = 0, \text{ если } -M_0 < M_{дв} < M_0; \\ -M_0 & \text{при } \dot{\psi}_3 = 0, \text{ если } M_{дв} \leq -M_0; \\ M = -f(\dot{\psi}_3) & \text{при } 0 > \dot{\psi}_3 > -\dot{\psi}_3^*; \\ -M^* & \text{при } \dot{\psi}_3 = -\dot{\psi}_3^*; \\ M = -f(\dot{\psi}_3) & \text{при } \dot{\psi}_3 < -\dot{\psi}_3^*. \end{cases}$$

где $M_{дв} = C_ж(\dot{\psi}_н - \dot{\psi}_1)$; значения со звездочкой см. на рис. 6.56.

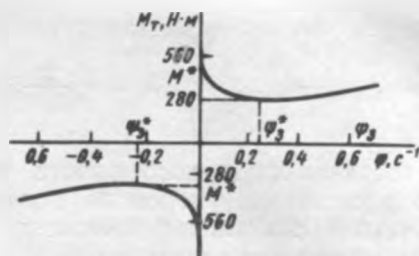


Рис. 6.56. Зависимость момента трения M_T поворотного стола от угла поворота ψ планшайбы

При решении задачи на аналоговой вычислительной машине в качестве основного критерия качества принимается быстроходность, которая оценивалась с помощью коэффициента быстроходности $K/K_6 = \omega_{ср} \sqrt{J_3/J_6}$ и погрешности позиционирования δ_ϕ . Динамические нагрузки на детали механизма рассматривали в качестве ограничений. В первой серии эксперимента момент инерции планшайбы не изменялся ($I_3/I_6=5,1$), так как нагрузочную способность механизма не исследовали. Для определения K/K_6 необходимо было определить только среднюю скорость $\omega_{ср}$ на участке поворота и фиксации, которую рассчитывали по времени поворота и фиксации, определяемому по осциллограммам. Суммарный угол поворота и реверса планшайбы

$$\psi_3 = 2\pi/z_0 + 2\psi_{рев};$$

средняя скорость

$$\omega_{ср} = \frac{2\pi/z_0 + 2\psi_{рев}}{t_n + t_{рев} + t_{ср}},$$

где $\psi_{рев}$ — угол поворота планшайбы при реверсе, равный углу перебега при повороте планшайбы. $K/K_6 = \omega_{ср} \sqrt{J_3/J_6} = 1,72\omega_{ср}$.

Наиболее сложно при моделировании определить погрешность позиционирования δ_ϕ . Она была рассчитана с учетом другого (дополнительного) критерия качества, оценивающего точность воспроизведения заданного закона движения на участке реверса с помощью коэффициента неравномерности движения δ_ω . Из-за нестабильности сил трения в направляющих он изменялся в широких пределах (до 200%). Было установлено, что приемлемы те варианты конструкции, которые обеспечивали $\delta_\omega < 30\%$ ($v = 0,7 \dots 2,5$ м/мин), в дальнейшем этот коэффициент был принят как функциональное ограничение. Скорость планшайбы в момент встречи с фиксатором в конце реверса может быть рассчитана по формулам:

$$(\dot{\psi}_{рев})_{\max} = \dot{\psi}_{рев.ср} + 0,5\delta_\omega \dot{\psi}_{рев.ср} = \dot{\psi}_{рев.ср} (1 + 0,5\delta_\omega);$$

$$(\dot{\psi}_{рев})_{\min} = (\dot{\psi}_{рев.ср} - 0,5\delta_\omega \dot{\psi}_{рев.ср} = \dot{\psi}_{рев.ср} (1 - 0,5\delta_\omega),$$

где $\delta_\omega = 0 \dots 2$.

С помощью этих величин рассчитывали силу фиксации:

$$Q_{\max} = \frac{1}{R_\phi} (\sqrt{C_\phi J_3 (\dot{\psi}_{рев.ср})^2 (1 + 0,5\delta_\omega)^2 + M_T^2} - M_T);$$

$$Q_{\min} = \frac{1}{R_\phi} (\sqrt{C_\phi J_3 (\dot{\psi}_{рев.ср})^2 (1 - 0,5\delta_\omega)^2 + M_T^2} - M_T).$$

По этим формулам рассчитаны диапазон изменения усилий

$$\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min} \quad \text{и} \quad \delta_s = \frac{\Delta Q R_{\phi}}{c_{\text{ср}}},$$

где R_{ϕ} — радиус фиксации.

Систематическую составляющую погрешности фиксации δ_s , связанную с неточностью расстановки упоров на планшайбе, учитывают для конструкций, отличающихся большой точностью (за счет тщательной пригонки упоров ее можно уменьшить до нескольких угловых секунд).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев В. Г. Расчет передачи винт — гайка качения с учетом погрешности изготовления // Станки и инструмент. 1970. № 11. С. 9—11.
2. Добровольский В. Л. Фиксирующие устройства в автоматических станочных системах. М.: Машиностроение, 1989. 69 с.
3. Динамика машин и управление машинами: Справочник. М.: Машиностроение, 1988. 239 с.
4. Камышный Н. И., Стародубов В. С. Конструкции и наладка токарных автоматов и полуавтоматов: Учеб. для СПТУ. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1988. 256 с.
5. Нахапетян Е. Г. Контроль и диагностирование автоматического оборудования. М.: Наука, 1990. 272 с.
6. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Высшая школа, 1962. 422 с.
7. Стародубов В. С., Шаповалов А. Б. Формирование погрешности металлорежущих станков с ЧПУ и пути ее снижения // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 1. С. 125—130.
8. Турпасьев А. И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. 223 с.
9. Цейтлин Г. Е. Проектирование систем управления машин-автоматов с распределительными валами. М.: Машиностроение, 1983. 167 с.
10. Шариковые передаточные механизмы: Проектирование, расчет и применение / Г. А. Шаумян, В. С. Стародубов, Д. М. Нехаенко и др. М.: Машиностроение, 1976. 136 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава 1. Основные тенденции развития конструкций узлов и механизмов станков (А. С. Проников)	3
1.1. Факторы, определяющие технический уровень конструкции	3
1.2. Поиск новых конструктивных решений	5
Глава 2. Несущие системы металлорежущих станков (В. В. Каминская)	12
2.1. Влияние характеристик несущих систем на показатели работоспособности станка	12
2.2. Типовые компоновки и общие сведения о конструкциях несущих систем	15
2.3. Факторы, определяющие конструктивное оформление элементов несущих систем	25
2.4. Конструктивное оформление основных элементов несущих систем	32
2.5. Расчетная оценка показателей качества несущих систем	43
2.6. Выбор рациональных компоновок и параметров элементов несущих систем	67
Глава 3. Шпиндельные узлы	78
3.1. Требования к шпиндельным узлам (А. В. Пуш)	78
3.2. Проектирование шпиндельных узлов (А. В. Пуш)	85
3.3. Расчет шпиндельных узлов (А. В. Пуш)	105
3.4. Опоры качения (А. В. Пуш)	117
3.5. Гидростатические опоры (А. В. Пуш)	129
3.6. Гидродинамические опоры (А. В. Пуш)	148
3.7. Газостатические опоры (В. Б. Шолохов)	153
3.8. Магнитные опоры (В. Б. Шолохов)	163
3.9. САПР шпиндельных узлов (А. В. Пуш, В. Б. Шолохов)	168
Глава 4. Направляющие металлорежущих станков	174
4.1. Основные типы направляющих (А. С. Проников, В. М. Утенков)	174
4.2. Расчет направляющих по допустимым нагрузкам (А. С. Проников, В. М. Утенков)	187
4.3. Расчет направляющих на жесткость. Автоматизированный расчет энергетическим методом (В. В. Каминская)	191
4.4. Расчет направляющих на долговечность (А. С. Проников, В. М. Утенков)	203
4.5. Гидростатические направляющие (В. В. Бушуев)	209
4.6. Аэростатические направляющие (В. В. Бушуев)	224
Глава 5. Электропривод станков (О. П. Михайлов, Л. Э. Шварцбург)	233
5.1. Классификация электроприводов	233
5.2. Механика привода	237
5.3. Регулируемый электропривод постоянного тока	248
5.4. Следящий привод	264
5.5. Выбор электродвигателя по мощности	275
Глава 6. Механизмы перемещения рабочих органов станков	289
6.1. Классификация механизмов поступательного перемещения рабочих органов станков (Е. И. Рожков)	289
6.2. Передача ходовой винт — гайка (Е. И. Рожков)	294
6.3. Кулачковые, кривошипно-ползунные и кривошипно-кулисные механизмы (В. С. Стародубов)	320
6.4. Механизмы для микроперемещений (В. С. Стародубов)	341
6.5. Поворотные-фиксирующие механизмы (Е. Г. Нахапетян)	345
6.6. Динамика механизмов периодического действия (Е. Г. Нахапетян)	358

ВТОРАЯ ЧАСТЬ КНИГИ,
ГДЕ ОПИСАНЫ МЕХАНИЗМЫ И СИСТЕМЫ СТАНКОВ,
ВКЛЮЧАЕТ В СЕБЯ СЛЕДУЮЩИЕ ГЛАВЫ:

- «Механизмы загрузки и закрепления заготовок».
- «Механизмы загрузки и закрепления инструмента».
- «Механизмы обеспечения точности обработки.
Управление точностью».
- «Архитектура и математическое обеспечение
систем ЧПУ».
- «Системы смазывания и охлаждения. Отвод стружки».
- «Фундаменты и опоры».
- «Материалы, применяемые в станках».

Учебно-справочное издание

Проников Александр Сергеевич,
Борисов Евгений Иванович,
Бушуев Владимир Васильевич и др.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ

В трех томах
Том 2. Часть I.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ЭЛЕМЕНТОВ СТАНКОВ

Редакторы *Н. П. Гурвич, И. С. Форстен*
Переплет художника *В. С. Голубева*
Художественный редактор *С. Н. Голубев*
Технический редактор *В. С. Рябова*
Корректоры *Л. И. Брыникова, Л. И. Малютина*

ЛР № 020523 от 23.04.92 (Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана)

ЛР № 080003 от 15.08.91 (Машиностроение)

Сдано в набор 01.11.94. Подписано в печать 15.03.95. Формат 70×100 1/16.
Бумага тип. Гарнитура литературная Печать высокая.

Усл. печ. л. 30. Уч.-изд. л. 30,5.
Тираж 3000 экз. Заказ № 3800

Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана. 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.
Издательство «Машиностроение». 107076, Москва, Стромчинский пер., 4.

Производственно-издательский комбинат ВИНТИ
140010 г. Люберцы, Октябрьский пр., 403

**В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ
МГТУ им. Н. Э. БАУМАНА
В 1995 г. ВЫЙДУТ В СВЕТ:**

Баландин Г. Ф. Теория формирования отливки. Учебник для вузов.— М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994.— 25 п. л., ил.
ISBN 5-7038-1048-5

Изложена тепловая теория литья. Основное внимание уделено математическому моделированию процессов литья, исследованию на этих моделях заполнения формы расплавом и его затвердевания в форме, выявлению путей и средств повышения качества отливок и эффективности различных способов литья. Дана методика расчетов технологических режимов, необходимых для проектирования, в том числе на ЭВМ, технологии литья в песчаные формы, в кокиль, под давлением и в формы, изготовленные по выплавляемым моделям.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и технология литейного производства». Может быть полезен специалистам машиностроительного и металлургического профиля.

Сварка и свариваемые материалы: Справочник в 3-х т., Т. II. Технология и оборудование / Под. ред. В. М. Ямпольского.— М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994.— 35 п. л., ил.
ISBN 5-7038-1252-6

Второй том справочника (первый том вышел в 1991 г. в издательстве «Металлургия») состоит из следующих разделов: «Сварка плавлением», «Сварка давлением», «Контактная сварка», «Пайка, покрытия и наплавка», «Термическая резка», «Сварка пластмасс и компонентов», «Сварка соединений и их расчет».

Для инженерно-технических работников и специалистов машиностроительной, металлургической и других отраслей промышленности.

*По вопросам приобретения книг обращаться
по телефону (095) 263-60-45*