Ф. Н. АВДОНЬКИН

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ технической эксплуатации автомобилей

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности
"Автомобили и автомобильное хозяйство".

МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1985

УДК 629.113.004.5:65.01

Авдонькин Ф. Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей: Учеб. пособие для вузов.—М.: Транспорт, 1985.—215 с.

Изложены основные закономерности изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации, рассмотрены взаимосвязь изменения технического состояния автомобиля и затрат на поддержание его работоспособности, методика прогнозирования затрат по результатам диагностирования, способы поддержания работоспособности автомобиля при минимальных затратах в заданных эксплуатационных условиях.

Рекомендуется в качестве учебного пособия студентам вузов, обучающихся по специальности 1609.

Ил. 59, табл. 23, библиогр. 30 назв.

Рецензенты: кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта» МАДИ; Н. В. Семенов

Зав. редакцией В. И. Лапшин

Редактор Б. А. Кузнецов

А $\frac{3603030000-126}{049(01)-85}$ 118—85

© Издательство «Транспорт», 1985

ОТ АВТОРА

Современный инженер должен не только знать практические рекомендации по технической эксплуатации автомобилей, но и уметь разрабатывать их сам, принимать нестандартные решения с учетом их последствий. Для этого он должен знать закономерности изменения технического состояния, теоретические основы технической эксплуатации автомобилей.

В учебном пособии, предлагаемом вниманию читателей, изложены теоретические основы науки об изменении технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации и методах поддержания его работоспособности с минимальными затратами. Теоретическими основами технической эксплуатации автомобилей называют совокупность взаимосвязанных закономерностей, аксиом и допущений, которые позволяют научно объяснить процессы изменения технического состояния автомобиля и установить аналитическую форму количественных зависимостей технико-экономических параметров состояния от пробега автомобиля.

В книге дан анализ современных представлений об изнашивании и разрушении деталей в процессе эксплуатации автомобиля; показаны взаимное влияние на изменение технического состояния деталей износа последовательно связанных сопряжений и на этой основе — методика обоснования величины критерия предельного состояния детали, узла, агрегата, пробега до их замены; приведены научно обоснованные аналитические зависимости от пробега автомобиля показателей технического состояния (износ, площадь усталостного разрушения, расход масла и др.), удельных затрат на запасные части, на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии, себестоимости перевозок и других технико-экономических показателей работы автомобиля; рассмотрены основные вопросы по защите автомобилей от разрушения в результате износа, коррозии, поломок и других процессов.

Основу настоящего пособия составили лекции, значительно переработанные и дополненные, по теоретическим основам технической эксплуатации автомобилей, прочитанные в течение ряда лет студентам Саратовского политехнического института, а также учебные пособия, изданные ранее небольшими тиражами.

В первом разделе книги приведены теоретические основы износа и разрушения деталей, во втором — изменение технического состоя-

ния автомобиля в процессе эксплуатации, в третьем и четвертом разделах — закономерности и методика прогнозирования изменения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля. Содержание книги раскрывает физические основы процессов, происходящих в механизмах автомобиля, которые приводят к потере его работоспособности по мере увеличения пробега.

Материал изложен в доходчивой форме, иллюстрирован по возможности практическими примерами. Даны рекомендации по оптимизации режима эксплуатации, технического обслуживания и текущего ремонта, которые позволят снизить затраты на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации в заданных установившихся условиях работы.

Автор ставил себе целью изложить материал по возможности при минимальных требованиях к математической подготовке читателя, все преобразования приведены, как правило, полностью, чтобы конечный результат был понятен.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Основной целью технической эксплуатации автомобилей является снижение затрат на поддержание работоспособности автомобиля в заданных эксплуатационных условиях. Наиболее эффективно выполнить эту задачу можно при активном управлении изменением технического состояния автомобиля, основанном на знании физических процессов разрушения деталей автомобиля по мере их изнашивания и даже поломки, основных факторов, определяющих интенсивность ведущего вида разрушения в заданных эксплуатационных условиях, на создании наиболее благоприятных условий работы для сопряжения лимитирующего долговечность того или иного агрегата.

На практике нет возможности наблюдать за текущими результатами процесса разрушения деталей, а о его последствиях узнают обычно, когда уже необходимо менять изношенную или сломанную деталь. В этих условиях большой интерес представляют косвенные диагностические показатели изменения технического состояния агрегатов узлов и деталей автомобиля. Так, например, интенсивность изнашивания шин зависит от режима движения (частоты и интенсивности разгона, торможения), состояния дороги (коэффициентов сопротивления качению и сцепления шины с дорогой, профиля), углов установки передних колес.

Поскольку долговечность шин меньше, чем других узлов автомобиля, то их износ дает более оперативную информацию об интенсивности изменения технического состояния автомобиля. К тому же затраты на ремонт и восстановление шин составляют значительную долю затрат на поддержание работоспособности автомобиля.

Из других форм разрушения наиболее опасны поломки деталей из-за усталостных, коррозионных и эрозионных процессов, особенно в деталях системы управления автомобилем; необходимо знать не только условия возникновения и развития процесса износа и разрушения, но и методы контроля за их состоянием.

Коррозионные и эрозионные процессы на поверхности кузова автобуса и легкового автомобиля по сравнению с аналогичными процессами на других деталях протекают с большей скоростью и приводят к значительным затратам на восстановление кузова.

Для защиты автомобиля от усталостных, коррозионных и эрозионных разрушений необходимо знать механизм изнашивания и разрушения деталей, основные факторы, определяющие интенсивность этого процесса и методику количественной оценки надежности автомобиля и его деталей.

Таким образом, при эксплуатации происходит изнашивание и разрушение деталей из-за предельного износа (*постепенный отказ*) и в результате развития усталостных, коррозионных и эрозионных процессов. Усталостные разрушения принято называть *внезапными отказами.* Оба типа отказов деталей имеют одинаковую форму зависимости от нагрузки, но различную интенсивность процесса. Интенсивность разрушения деталей зависит от физико-механических свойств их материала, физико-химических параметров внешней среды, величины нагружения (давления поверхностных напряжений, скорости относительно перемещения, вида трения).

Глава 1

ИЗНАШИВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

1.1. МЕХАНИЗМ ИЗНАШИВАНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

В процессе эксплуатации автомобиля подавляющее большинство деталей заменяют из-за износа, частично из-за задира, выкрашивания и других форм разрушения при патологических условиях изнашивания. По ГОСТ 23.002—78, изнашивание — процесс разрушения и отделения материала поверхности твердого тела и (или) накопление его остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении размеров и (или) формы тела.

Выявление физических процессов изнашивания, определение зависимости физико-механических свойств поверхностного слоя детали от режима ее работы и состояния внешней среды позволят управлять этим процессом, тормозить изменение технического состояния детали путем создания наиболее благоприятных режимов работы и среды в заданных условиях работы.

Многое в процессе изнашивания пока еще недостаточно хорошо изучено, поэтому классификации его видов разработаны на основе экспериментальных данных.

Классификация видов изнашивания. В соответствии с ГОСТ 23.002—78 различают три группы видов изнашивания: механическое, коррозионно-механическое, при действии электрического тока. К механическому изнашиванию относят абразивное, гидроабразивное (газоабразивное), аэрозионное, гидроэрозионное (газоэрозионное), кавитационное, усталостное изнашивание при фреттинге, при заедании. В группу коррозионно-механического изнашивания включают окислительное и изнашивание при фреттинг-коррозии, а к изнашиванию при действии электрического тока — только электроэрозионное изнашивание. Приведенная классификация обобщает результаты исследования процесса изнашивания; ранее было создано несколько классификаций.

Первая классификация видов изнашивания была дана шведским инженером Ю. А. Бринелем в 1921 г. В нашей стране известны классификации В. Ф. Лоренца, А. К. Зайцева, М. М. Хрущова, И. В. Крагельского, Б. И. Костецкого. Наиболее полно разработана последняя. По классификации Б. И. Костецкого, процесс может быть:

а) допустимым (изнашивание): механохимическое нормальное окислительное изнашивание, механохимическое нормальное изнашивание некислородного происхождения, механохимическая форма абразивного изнашивания;

б) не допустимым (повреждаемость): схватывание I и II рода; фреттинг-процесс (схватывание с динамическим окислением); механическая форма абразивной повреждаемости (резание, царапание, пропахивание); усталость при качении (питтинг); другие виды повреждаемости (коррозия, эрозия, смятие).

Разрушение имеет три области минимального трения и изнашивания (нормальный процесс); переходных процессов при малых значениях параметров внешних воздействий; критических состояний перехода к усиленному разрушению (повреждаемость) или возрастанию сил трения.

Б. И. Костецкий классифицировал виды разрушения по служебному признаку-надежности, по нормальным и недопустимым условиям работы и по протеканию механических, физических и химических процессов в зоне контакта. При изучении процесса изнашивания учитывают внешние механические воздействия, факторы среды и свойства материалов трущихся деталей; принимают во внимание масштабный фактор, фактор времени и характер приложения нагрузки (статистическая или динамическая). За фундаментальную основу классификации видов изнашивания и повреждаемости деталей машин принято положение о ведущих и сопутствующих процессах разрушения.

Основной признак нормального изнашивания: разрушение поверхности локализуется в тончайших поверхностных слоях вторичных структур, образующихся при трении, в условиях динамического равновесия механического процесса образования и разрушения вторичных структур.

На практике изнашивание возможно в условиях стационарного участка (участки *II* на рис. 1.1, *а* и *I* на рис. 1.1, *б*), т. е. при таких значениях скорости относительного перемещения и нормального давления, когда интенсивность изнашивания примерно постоянна (устойчива) и минимальна по сравнению с его величиной вне этого участка (участки *I, III* на рис. 1.1, *а* и II на рис. 1.1, *б*). При нормальной эксплуатации узлы трения работают исключительно в стационарной области, в то же время вероятность нарушения нормальных условий на практике достаточно велика.

Управление процессами трения и изнашивания возможно посредством оптимального выбора характеристик материала и средств для расширения диапазона механических нагрузок, при которых минимальны сила трения и интенсивность изнашивания вторичных структур.

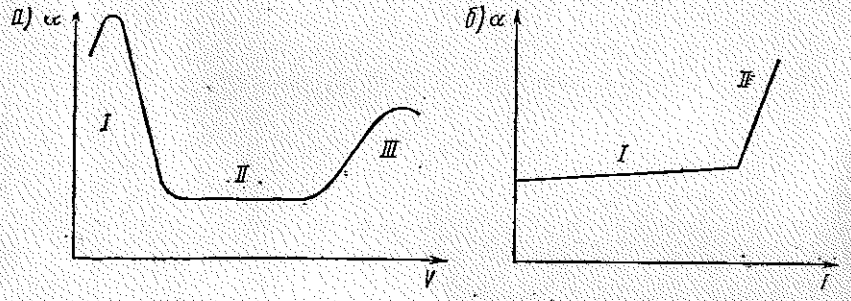


Рис. 1.1. Зависимость интенсивности изнашивания α от скорости относительного скольжения v (*а*) и давления p (*б*) на поверхности трения

К допустимым видам трансформации поверхностей трения относят группу явлений с минимизированной пластической деформацией, активизацией тончайших поверхностных слоев металла и немедленным их взаимодействием с агрессивными компонентами окружающей среды (в том числе жидкой), в процессе которого образуются равномерно распределенные по поверхности вторичные структуры. Последние периодически отслаиваются и возникают вновь. Этим условиям удовлетворяет механическое изнашивание, которое обычно встречается в виде окислительного или реже в форме абразивного изнашивания без снятия стружки и повреждения царапинами.

При окислительном изнашивании в процессе трения происходит взаимодействие активных, пластически деформированных поверхностных слоев металла толщиной 10—100 нм с атомами кислорода воздуха или смазки, адсорбированного на поверхностях. При этом образуются пленки химически адсорбированные, твердых растворов и химических соединений металла с кислородом, которые затем удаляются с поверхности трения. Особой характеристикой окислительного изнашивания является одновременность протекания двух процессов: микропластической деформации и диффузии кислорода в пластически деформируемые объемы металла. При окислительном изнашивании на поверхности трения всегда есть масляная пленка, адсорбированная пленка и пленка окислов. Различают две формы окислительного изнашивания. При первой на поверхности трения образуются твердые растворы кислорода и тонкие эвтектики его соединений с металлом; при второй — химические соединения кислорода с металлом. В последнем случае также возможны две формы изнашивания. В первой оно происходит путем образования пластических пленок вторичных структур, перемещения их на поверхностях трения и непрерывного уноса из зоны контакта. Вторая форма характеризуется образованием хрупких пленок вторичных структур и периодическим их выкрашиванием, с отделением от поверхностей трения. Итак, при окислительном изнашивании постоянно происходит процесс образования и разрушения тончайших пленок вторичных структур.

Интенсивность разрушения зависит от параметров внешней среды и режима работы деталей.

Нормальное окислительное изнашивание возникает при трении скольжения и качения, без смазочного материала и при граничной смазке. Образующаяся при трении теплота способствует окислительному изнашиванию, а при критических значениях температуры — десорбции смазки и размягчению металла, возникновению схватывания II рода.

В абразивной среде возникают большие концентрации напряжений в локальных объемах металла, что повышает интенсивность окисления и разрушения. Окисление интенсифицируется при ударах и вибрациях динамического нагружения, так как при этом резко активизируется пластически деформированный металл. Окислитель-

ное изнашивание, протекающее в этих условиях, называют фреттинг-процессом.

В абразивной среде в процессе трения происходит скольжение абразивных частиц, пластическое деформирование металла, внедрение частиц в местах их контакта с деталью, разрушение поверхностных объемов без отделения металла (первая форма разрушения имеет место при $H_c > 0{,}6\ H_a$, где H_c и H_a — твердость соответственно сплава и абразива) или со снятием микростружки (вторая форма). Первая форма разрушения наблюдается у рабочих органов почвообрабатывающих, строительных и ряда других машин.

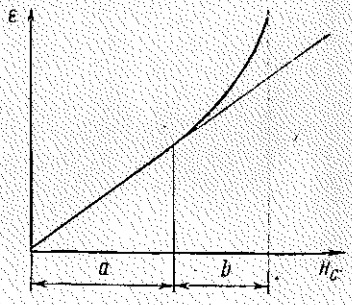


Рис. 1.2. Зависимость износостойкости ε от твердости H_c материала

Механохимическая модель абразивного изнашивания включает в себя механический контакт и упругопластическую деформацию, активацию — образование слоя деформированного активированного металла, мгновенное пассивирование — взаимодействие активированного металла с химически активными компонентами среды (образование ослабленных вторичных структур), разрушение вторичных структур механическими воздействиями.

Недопустимые патологические процессы разрушения поверхностей, непосредственно и косвенно связанные с трением (смятие, электроэрозионные повреждения, коррозия, кавитация), возникают при критических значениях внешних механических воздействий, температуры и среды.

При второй форме абразивного изнашивания происходит механический контакт и упругопластическая деформация, внедрение абразивных частиц в основной металл, снятие микростружки.

В. Н. Ткачев на основе исследований выделил три основных вида разрушения поверхности детали при взаимодействии с абразивными частицами: микрорезание, многократное передеформирование, коррозионно-механическое истирание.

Микрорезание имеет место, когда твердость абразивных частиц значительно выше твердости материала. При этом износостойкость пропорциональна твердости материала. С уменьшением разницы в значениях твердости материала и абразива линейная зависимость износостойкости, начиная со значений твердости при $H_c \geqslant (0{,}6—0{,}7)\ H_a$, переходит в степенную. Это обусловлено изменением механизма разрушения металла. Деформация металла на поверхности трения (участок *а*) на рис. 1.2 постепенно вытесняется коррозионно-механическими явлениями (участок *в*) (рис. 1.2), при которых деформация поверхности трения незначительна. При микрорезании и пластическом деформировании образуется царапина. На ее дне происходит упрочнение металлов и сплавов в результате наклепа стабильных структур, выделения в закаленном сплаве дисперсных

твердых частиц, образования новой твердой фазы (белые слои). Предполагают, что как в случае микрорезания, так и при выдавливании металла с его последующим передеформированием, износостойкость определяется сопротивлением сдвигу, которое пропорционально микротвердости металла.

Коэффициент трения при абразивном изнашивании находится в интервале 0,2—0,6, геометрическое состояние поверхностей — от 3 до 7—8 класса шероховатости, а иногда даже до 9—10 класса.

При трении скольжения с малыми скоростями относительного перемещения поверхностей деталей и удельными давлениями, превышающими предел текучести на участках фактического контакта, при отсутствии разделяющего слоя смазочного материала и защитной пленки окислов возникает недопустимый вид изнашивания — схватывание I рода. Развивается оно в результате возникновения локальных металлических связей, их деформации и разрушения с отделением частиц металла или налипанием их на поверхность контакта. В вакууме это давление может возникнуть при трении качения. Особо опасные проявления атермического схватывания возникают при динамическом нагружении поверхностей и развитии фреттинг-процесса. Для управления процессом схватывания *I* рода необходимо определить критические условия его возникновения, раскрыть причины и механизм его протекания.

Силы трения, формирующиеся при схватывании *I* рода, отличаются большой неравномерностью. Коэффициент трения может находиться в пределах от 0,5—0,6 до 4—10. Геометрическое состояние поверхностей, испытавших схватывание *I* рода, весьма условно может быть отнесено к 1—3 классам шероховатости.

При схватывании *II* рода образуются местные металлические связи, происходит деформация и разрушение в виде трещин, намазывание, перенос металла и отделение его частиц с поверхности трения. Металлические связи обусловлены нагреванием, размягчением материала. Возникают они при трении скольжения с большими скоростями относительного перемещения деталей и значительными удельными давлениями. При этом температура поверхностных слоев трущихся металлов высокая, ювенильные участки * выходят на поверхность и сближаются на расстояние порядка межатомных радиусов. В условиях граничного трения схватывание *II* рода возникает при более высоких скоростях и давлениях с предшествующими процессами десорбции смазки.

Термический режим трения деталей при схватывании *II* рода следующий:

мгновенный нагрев тонких поверхностных слоев металла при трении, создающий в них большую концентрацию теплоты (иногда достигающую температуры плавления трущихся металлов);

действие высоких температур продолжается в течение времени контакта трущихся поверхностей;

---

* Участки поверхности детали, свободные от окисной пленки.

охлаждение поверхностных слоев трущихся металлов, в основном, вследствие теплопроводности в глубь металла. При этом скорость охлаждения всегда выше критической скорости закалки.

Коэффициент трения при схватывании II рода находится в пределах 0,3—1,0. Геометрическое состояние поверхностей, работающих при схватывании II рода, весьма специфично и условно может быть отнесено к 3—6 классу шероховатости.

В процессе трения качения, при достижении критической величины нагрузки, окислительное изнашивание сменяется усталостным разрушением, которое также монотонно изменяется в определенном интервале. Основные характеристики и развитие усталостных повреждений зависят от процессов повторной пластической деформации, упрочнения и разупрочнения металла поверхностных слоев, возникновения остаточных напряжений и особых явлений усталости. На поверхности трения образуются микротрещины, трещины, единичные и групповые впадины. Усталостное изнашивание возникает при трении качения без смазочного материала и со смазкой при удельных давлениях, превышающих предел текучести металла поверхностных слоев. Окислительные процессы при трении качения всегда сопутствуют усталостному изнашиванию.

В случае динамического характера нагружения, резкого увеличения градиента деформаций и температуры интенсифицируется окисление и схватывание при относительно малых нормальных давлениях и при контактировании многих материалов. Этот вид разрушения поверхности называется *фреттинг-процессом.* Возникает он при трении скольжения с очень малыми возвратно-поступательными перемещениями и динамическом приложении нагрузок при трении без и при наличии смазочного материала и скорости скольжения выше критической.

При нагрузках выше предела текучести, изменении формы детали и ее постоянной массе происходит процесс смятия, микроскопическая объемная пластическая деформация металла деталей. Однако, смятие и пластическая деформация в тонких слоях поверхностей трения — совершенно различные процессы.

Для управления процессами изнашивания нужно знать закономерности изнашивания материалов трущихся пар в зависимости от внешних механических воздействий (давления, скоростей, перемещения), состава среды, температуры, масштабного фактора и времени.

При механохимическом изнашивании, по исследованиям Б. И. Костецкого и его сотрудников, разрушению предшествует коренное изменение структуры и свойств активированных поверхностных объемов, нет прямой связи между исходной структурой, свойствами поверхностных слоев и характеристиками разрушения, масштаб разрушаемых объемов — субмикроскопический. При нормальном механическом изнашивании количество кислорода в поверхностных слоях возрастает в 30—100 раз (исходное содержание кислорода 0,019%).

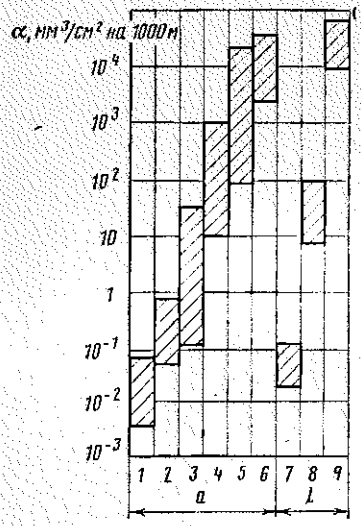


Рис. 1.3. Интенсивность разрушения α поверхностных слоев металла *a* и полимеров *b* при различных видах изнашивания и повреждаемости:

1 — нормальное механохимическое изнашивание; *2* — механохимическая форма абразивного изнашивания; *3* — фреттинг-процесс; *4* — схватывание II рода (термическое); *5* — схватывание I рода (атермическое); *6* — механическая форма абразивного разрушения металлов; *7* — нормальное механохимическое изнашивание полимеров; *8* — тепловая повреждаемость полимеров; *9* — абразивная повреждаемость полимеров

При повреждаемости характеристики разрушения зависят от свойств основного материала, микро- и макроскопические разрушения носят объемный характер. При патологических процессах повреждаемости (рис. 1.3) интенсивность разрушения на 2—7 порядков больше, чем при нормальном механохимическом изнашивании (см. также табл. 1.1).

Из факторов, определяющих процессы трения и износа, главными являются механические воздействия, от них зависят: степень и градиенты упругопластической деформации, температура в зоне трения, степень активизации металла, ряд производных явлений и вид преобладающего процесса разрушения или изнашивания.

В процессе трения исходная структура поверхностных слоев трущихся материалов перестраивается в устойчивую, энергетически более выгодную для данных условий нагружения форму. Это явление названо *структурной приспособляемостью.* Устойчивость формы обеспечивает минимальные энергетические затраты на трение и максимальную работу разрушения единицы объема поверхностных слоев. Кинетика структурной приспособляемости состоит из смены активации и пассирования (периодического образования и разрушения вторичных структур). Перестройка возможна в определенных границах нагружения. Явление структурной приспособляемости может быть реализовано при протекании всего комплекса термодинамически неизбежных процессов, обеспечивающего устойчивое динамическое состояние износостойкости и антифрикционности (фрикционности) при условии динамического равновесия и саморегулирования процессов.

Процесс структурной приспособляемости возможен в условиях нормального процесса трения и зависит от внешних механических воздействий, природы трущихся материалов, состава и концентрации газовых и жидких смазочных сред. При его протекании происходит оптимизация микрогеометрии. На определенном интервале скорости скольжения и нагрузки интенсивность изнашивания невелика и стабильна, повреждаемости нет. В этих условиях процесс внешнего трения стабилизируется, наступает динамическое равнове-

Таблица 1.1. Характеристики нормального трения и повреждаемости

Процесс	Коэффициент трения	Класс шероховатости поверхности	Глубина разрушающегося слоя, мкм, до	Температура поверхностного слоя, °С, до
Нормальное механохимическое изнашивание	0,01—0,1	9—14	0,01	200
Механохимическая форма абразивного изнашивания	0,05—0,3	7—12	0,1	50
Фреттинг-процесс	0,10—1,0	3—8	0,5	300
Схватывание II рода	0,1—1,0	5—6	1	Плавления металла
Схватывание I рода	0,5—4,0	3—4	3—4	100
Механическая форма абразивной повреждаемости	Нет данных	3—9	0,5	50
Питтинг	»	Нет данных	5	100

сие и саморегулирование всей системы, изнашивание нормально механохимическое. В результате работы сил трения происходит уп ругопластическая деформация, что приводит к изменению структу ры поверхностного слоя детали и образованию теплоты (остальны энергетические составляющие очень малы). Пластическая деформа ция локализируется в тончайших поверхностных слоях, диспергиру ет и ориентируется относительно направления перемещения поверх ностей трения. Исключительно высокая плотность энергии в поверх ностном слое вызывает одновременно его структурную термическую активацию. Активированный поверхностный слой взаимодействует с активными компонентами среды, происходи почти мгновенная его пассивация, при этом образуются метаста бильные вторичные структуры.

За счет высокой прочности вторичных структур, резкого сниже ния сил трения и экранирования физико-химические превращени и разрушение нижележащих слоев материала происходят с мини мальной интенсивностью.

Введение в смазочное масло специальных адсорбционно- и хи мически активных присадок является одним из эффективны средств управления изнашиванием. При взаимодействии присадо с активированным металлом поверхностных слоев образуются вто ричные структуры некислородного происхождения с более высоко износостойкостью, чем окисные. Такими присадками являются, на пример, роданиды и дитизонады меди, железа и марганца, а такж некоторые комплексные — серо-, фосфор- и хлорсодержащие соеди нения.

Поверхностно-активные вещества (ПАВ) адсорбируются и сни жают свободную поверхностную энергию. Работа деформации еди ницы объема металла в присутствии ПАВ, как установлен П. А. Ребиндером, значительно уменьшается. Хотя первичным дей ствием ПАВ является пластифицирование металла, поверхностны слои могут значительно упрочниться вследствие намного большей чем в отсутствии ПАВ, пластической деформации.

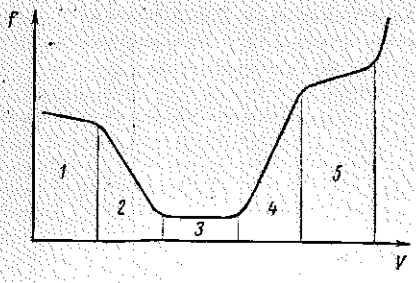


Рис. 1.4. Зависимость коэффициента трения f от типа сочетания вторичных структур на сопряженных поверхностях трения:

1 — I и I типов; 2 — I и I+II; 3 — I и II (состояние антифрикционности); 4 — I+II и II; 5 — II и II (состояние фрикционности); V — скорость относительного перемещения поверхностей трения

Широкие возможности для управления трением и изнашиванием дает применение лигирующих элементов, которые влияют на процессы образования и свойства вторичных структур при изнашивании деталей.

В зависимости от близости по составу (метастабильного состояния) вторичные структуры относятся либо к твердым растворам компонентов среды (I тип), либо к соответствующим химическим соединениям (II тип). Антифрикционные пары трения образуются при сочетании вторичных структур обоих типов, фрикционные, в отличие от них,— только I типа (рис. 1.4).

Нормальная работа антифрикционных сопряжений реализируется при сочетании вторичных структур I типа на поверхности вала, а на поверхности трения подшипника — II типа. Поэтому материалы пары подбирают таким образом, чтобы на поверхности вала при нагружении образовались подвижные и плохо смачиваемые твердые растворы кислорода в металле, а на поверхности подшипника — вторичные структуры II типа с высокими твердостью и хрупкостью. Таким свойством обладают цветные металлы. Поверхность подшипника состоит из главных участков вторичных структур и относительно грубых участков, на которых произошло разрушение пленок. Эта поверхность обладает высокой смачиваемостью. Поверхности с вторичными структурами I и II типов обеспечивают минимальное трение и износ.

Абразивная среда резко интенсифицирует процесс окислительного изнашивания в то же время может незначительно замедлить развитие других процессов, например схватывания, теплового задира.

Влияние газовой среды на процесс изнашивания при трении качения заключается во взаимодействии ее активных элементов с металлом с образованием пленок вторичных структур. В зависимости от свойств этих пленок может возникнуть механохимическое изнашивание, например, окислительное.

Таким образом, при всех видах изнашивания основное влияние на возникновение и развитие процессов в зоне трения оказывают пластические деформации. При их наличии возникают металлические связи, увеличивается химическая активность металла, возникают термическая пластичность, особые явления усталости. Основными причинами возникновения и развития процессов на поверхностях трения являются внешние механические воздействия, среда

и материал. На поверхности трения возникают несколько видов изнашивания, один из которых — ведущий.

Кроме приведенной классификации видов изнашивания существуют и другие.

По П. А. Ребиндеру, процесс изнашивания — это поверхностное диспергирование (измельчение) в результате многократной пластической деформации с последующим упрочнением и усталостным разрушением. Адсорбционное или адсорбционно-химическое действие окружающей среды облегчает пластическое деформирование и хрупкое разрушение металла в поверхностном слое. Боуден и Тейбор считают, что при трении образуются мостики сварки, и поэтому рассматривают износ как результат удаления с поверхности трения приварившихся выступов, разрушающихся на некоторой глубине.

Из приведенного ясно, что природа изнашивания весьма сложная и потому управление процессом изнашивания, поиски путей снижения его интенсивности возможны пока только при наличии экспериментальных данных и их анализе.

Пути снижения интенсивности изнашивания деталей. Интенсивность изнашивания деталей (износ за единицу пробега автомобиля), как уже отмечалось, зависит от трех групп факторов: внешних механических воздействий (нагрузки, скорости относительного перемещения), среды (наличия на трущихся поверхностях смазочного материала, абразивных частиц; состава газов), материала детали.

Для заданных эксплуатационных условий необходимо устранить нежелательные виды изнашивания (фреттинг-процесс, схватывание I рода, тепловое изнашивание, механическую форму абразивной повреждаемости и усталостное изнашивание), перейти к коррозионно-окислительному изнашиванию или механохимической форме абразивного изнашивания и снизить его скорость.

С износом машин борются главным образом путем применения различных металлов, материалов и сплавов и специальных методов их обработки при изготовлении трущихся деталей. В практике наибольшее количество мероприятий по борьбе со схватыванием I рода связано с уменьшением пластичности трущихся поверхностей, что достигается следующими способами: термической обработкой (закалка, отпуск), которая увеличивает твердость, пределы текучести и прочности; химико-термической обработкой (цементация, азотирование, диффузионное хромирование); механическим упрочнением (накатка, раскатка роликами, обдувка дробью и т. д.); нанесением на поверхность нового слоя с иными свойствами путем гальванического покрытия и др.

Устранение абразивных процессов связано главным образом с очисткой среды в зоне трения от абразивных частиц. Сопротивление материалов абразивному изнашиванию зависит в основном от их твердости, предела вязкости.

Следует отметить, что современные фильтры грубой очистки масла задерживают только 0,7—2% загрязняющих примесей, удерживаемых соответственно центрифугами и фильтрами тонкой очи-

стки масла. Поэтому нужна полнопоточная очистка масла, которое поступает к поверхности трения, что позволит снизить износ деталей и двигателей. Так, использование полнопоточного бумажного фильтра на двигателе ЗМЗ-24 вместо фильтра тонкой очистки типа ДАСФО-2 и фильтра грубой очистки, которые устанавливали на двигателе ГАЗ-21; по данным НАМИ, в 2—3 раза снизило износ гильз цилиндров, колец, шеек коленчатого вала. Дополнительная очистка масла в центробежных ловушках в полых шатунных шейках коленчатого вала снижает износ шатунных шеек в 1,5 раза.

Для улучшения очистки воздуха наиболее перспективными считаются в настоящее время воздухоочистители из бумаги или пенополиуретана, которые пропускают только 0,1—0,4% пыли, т. е. в 10 раз меньше, чем современные инерционно-масляные воздухоочистители.

Поскольку абразивные частицы все-таки попадают в двигатель и, кроме того, образуются из продуктов износа, конструкторы подбирают износостойкие материалы для трущихся деталей: нирезистые вставки в гильзы, магниевый чугун для коленчатого и распределительного валов. Так, износостойкость валов из магниевого чугуна в два раза больше чем у стальных.

Для устранения усталостного изнашивания необходимо, чтобы нагрузки при трении качения не превышали предела текучести находящихся в особых условиях напряженного состояния поверхностных слоев металла.

Износостойкость при окислительном изнашивании может быть повышена, во-первых, изменением пластичности трущихся металлов в нужном направлении, так как такое изменение главным образом влияет на интенсивность образования вторичных структур. Во-вторых — изменением химической природы вторичных структур, которые возникают в результате адсорбции и диффузии в поверхностных слоях трущихся металлов.

Достижение высокой антифрикционности зависит от определенного комплекса характеристик трущихся поверхностей, при минимальных значениях диффузионной и механической составляющих силы трения. Свойствами, обеспечивающими высокую антифрикционность, обладают пары из твердой стали и сплава на основе Cu, Al, Sn, их применяют в сопряжениях вал — подшипник, поршневой палец — втулка, цилиндр — поршневое кольцо и в других. При соответствующем качестве обработанных поверхностей и режиме эксплуатации эти сопряжения удовлетворяют условию антифрикционности.

Для фрикционных пар общая сила внешнего трения включает в себя механические, диффузионную и адгезионную составляющие. Механическая составляющая, обусловленная субмикрошероховатостями, дает большое увеличение силы трения при контакте несмазанных поверхностей и не вызывает больших износов. Диффузионная составляющая также оказывает большое влияние на силу трения, так как в результате развития высоких температур на трущемся контакте диффузионные процессы развиваются интенсивно,

а градиент температур в сечении поверхностных слоев приводит к чрезвычайно дифференцированному изменению их свойств по нормали к поверхности трения. Это выводит деформацию в тончайшие поверхностные слои материала и исключает возможность больших износов. Механическую составляющую, обусловленную микрошероховатостями технологического происхождения, не учитывают, так как в процессе работы фрикционных пар трения ощутимые микрошероховатости быстро исчезают.

Таким образом, из всех видов изнашивания к допустимым можно отнести только окислительное и механохимическую форму абразивного изнашивания с постепенным разрушением поверхностей деталей. Остальные виды изнашивания (схватывание I и II рода, механическая форма абразивной повреждаемости, усталостное изнашивание) вызывают аварийное разрушение.

В процессе эксплуатации при заданных условиях среды и материала трущихся поверхностей деталей переход от допустимых к аварийным процессам разрушения зависит от величины нагрузки. Нагрузка, при которой начинается аварийное разрушение, называется *критической*.

В настоящее время отсутствуют аналитические зависимости для определения критической нагрузки в зависимости от механических или физических свойств пар трения при изнашивании. Поэтому особое значение приобретает получение такой зависимости экспериментальным путем при стендовых испытаниях и в процессе эксплуатации. В случае аварийной перегрузки происходит разрушение окисных пленок без их последующей регенерации. При допустимых перегрузках окисные пленки регенерируются. В присутствии абразивных частиц на поверхности трения разрушение окисных пленок происходит при меньшей нагрузке. Для исключения процесса перегрузки необходимо установить строгий контроль за процессом приработки.

В основе процесса приработки — перехода от исходного состояния к рабочему — лежат сложные механические, физические и химические процессы. Большие локальные давления из-за малой площади фактического контакта и недостаточная защита сопряженных поверхностей вторичными структурами приводят к сближению сравнительно чистых ювенильных поверхностей сильно деформированного металла, атомы которого обладают повышенной диффузионной активностью, склонностью к образованию металлических связей, их упрочнению и разрушению. В процессе приработки происходит не только изменение геометрии поверхности, но и радикальная перестройка структуры и свойств металла тонкого поверхностного слоя.

Образование вторичных структур в процессе трения значительно быстрее происходит при многократном воздействии нагрузки на поверхность контакта в присутствии специальных физически и химически активных рабочих сред. Защитные свойства вторичных структур зависят от комплекса характеристик материала поверхности трения.

В процессе эксплуатации автомобиля интенсивность изнашивания зависит от метода управления автомобилем (желательно по возможности спокойное движение, без резкого изменения режима работы) и от качества ТО и ремонта.

Износ автомобильных и тракторных двигателей вызывается главным образом абразивными частицами пыли, которая попадает на поверхности трения с воздухом через систему питания, с маслом, с топливом. Так, количество загрязняющих примесей в бензине в баке автомобиля в 2—5 раз больше, чем на автозаправочных станциях, что вызвано главным образом поступлением в бак дорожной пыли вместе с воздухом.

Общепризнано, что в подшипниках коленчатого вала основным видом изнашивания является механохимическая форма абразивного. Работами НАМИ доказано, что механохимическая форма абразивного изнашивания присуща и цилиндрам, в том числе цилиндрам с антикоррозионными нирезистыми вставками. Поэтому улучшение очистки воздуха и топлива — главный фактор снижения абсолютной величины износа верхней части цилиндров, верхних компрессионных поршневых колец и канавок под ними в поршне. Снизить износ цилиндров в нижней и средней части, маслосъемных поршневых колец, шеек и подшипников коленчатого вала можно за счет улучшения очистки масла. Для повышения долговечности деталей в процессе эксплуатации автомобиля необходимо следить за фильтрами очистки воздуха и масла, исключить попадание неочищенного воздуха в двигатель, абразивных частиц в топливо и масло при хранении и заправке.

Необходимо еще раз подчеркнуть, что в зависимости от параметров деформации, температуры, наличия явлений адсорбции, диффузии, механического и фазового упрочнения, разупрочнения все показатели свойств поверхностных слоев металла быстро изменяются. В процессе работы на поверхностях металла образуются упрочненные, хорошо сопротивляющиеся изнашиванию пленки и слои вторичных структур, более износостойкие, чем первичные структуры технологического происхождения. Применение присадок к смазочным маслам способствует упрочнению и изменению свойств поверхностного слоя.

Для обеспечения высокой износостойкости, антифрикционности и фрикционности в конкретных условиях трения необходимо выбрать такой метод упрочнения, который уменьшал бы разрушение поверхности трения при силовых перегрузках, высоких температурах зоны контакта, наличии абразива, усталости и других недопустимых явлениях. Неудачно выбранные методы упрочнения зачастую не дают ожидаемого эффекта, а иногда даже увеличивают износ.

Таким образом, для снижения интенсивности изнашивания необходимо исключить условия, при которых основными его видами являются механическая форма абразивной повреждаемости, схватывание I и II рода или усталостное изнашивание. В случае допустимого изнашивания также желательно максимально снизить его

интенсивность. С этой целью и выполняют при ТО смазочные и крепежные работы: удаляют старую смазку с повышенным содержанием абразивных частиц, уменьшают динамическую нагрузку в сопряжениях и давление на поверхностях трения, что снижает интенсивность изнашивания при установившемся режиме работы двигателя, а точнее — при установившейся температуре поверхностей трения. Изменение температуры оказывает большое влияние на интенсивность изнашивания деталей.

Влияние температуры рабочей поверхности деталей на интенсивность изнашивания сопряжений. Количественную оценку результатов изнашивания производят экспериментально. В настоящее время приходится ограничиваться аппроксимирующими аналитическими зависимостями, в частности, зависимостью интенсивности изнашивания от температуры поверхности трения. Изнашивание или микроскопические акты разрушения поверхности по исследованиям Б. И. Костецкого и его сотрудников зависят от структурной приспосабливаемости материалов при трении, все взаимодействие трущихся твердых тел и среды локализуется в поверхностной пленке микроскопической толщины — во вторичных структурах. Прочность вторичной структуры, а следовательно, и интенсивность микроскопических разрушений зависят от параметров и условий образования вторичных структур, а также от физико-химических свойств смазки. Состав масел и присадок, работа трения влияют на пассивирование поверхностей трения и образование защитных вторичных структур с высокими механическими свойствами.

Согласно первому закону термодинамики *работа трения преобразуется в теплоту и внутреннюю энергию узла трения.* Экспериментально установлено, что работа трения главным образом преобразуется в теплоту, и только незначительная ее часть (менее 1% при окислительном изнашивании) запасается поверхностными слоями трущихся материалов при их деформации и разрушении. Это означает, что зависимость количества выделившейся теплоты от работы трения можно принять практически линейной.

Повышение температуры поверхности трения и масла в некоторых пределах вполне допустимо, при этом наблюдается установившееся коррозионно-механическое изнашивание. При критическом значении температур, которые определяются давлением на поверхности трения и скоростью относительного перемещения, составом среды и природой контактирующих материалов, происходят резкие изменения вторичных структур, интенсивность микроразрушений увеличивается, как правило, в несколько раз. По результатам металлографического анализа можно определить критическое значение нагрузки (давления и скорости относительного перемещения поверхностей трения), *при которых резко увеличится интенсивность* изнашивания для заданных трущихся материалов и масла. Значение параметров зависимости интенсивности изнашивания от температуры поверхностей трения, давления и скорости их относительного перемещения можно оценить только на основе экспериментальных данных.

Итак, при относительном перемещении поверхностей трения в заданной среде с определенными скоростью и давлением на них закономерно изменяются температура в зоне трения, физико-химические свойства вторичных структур на поверхности деталей, смазывающая способность масла, коэффициент трения и, как следствие, — интенсивность изнашивания.

Изменение температуры Δt на поверхности трения пропорционально приращению количества теплоты Δq, приходящемуся на единицу поверхности в единицу времени, т. е. $\Delta t = c\Delta q$.

Поскольку $q = q_0 + \Delta q = cN = cf(p_0 + \Delta p)(v_0 + \Delta v)$, то $q + \Delta q = cf(p_0 v_0 + p_0 \Delta v + v_0 \Delta p + \Delta p \Delta v)$. Пренебрегая составляющей $cf\Delta p \Delta v$ ввиду ее малости, практически можно принять $\Delta q = cf(v_0 \Delta p + p_0 \Delta v)$.

В приведенных формулах c — коэффициент пропорциональности; q_0 — количество теплоты, приходящейся на единицу поверхности трения за единицу времени при установившихся условиях трения ($\Delta p = 0$; $\Delta v = 0$); q — то же, при изменении условий трения ($\Delta p \neq 0$; $\Delta v \neq 0$); N — мощность трения, приходящаяся на единицу поверхности; f — коэффициент трения; v_0, p_0 — исходные скорость относительного перемещения поверхностей трения и давление; Δv, Δp — изменение скорости, давления.

При $\Delta p = 0$ имеем $\Delta t = c'\Delta v$, $t = t_0 + c'\Delta v$. При $\Delta v = 0$ имеем $\Delta t = c''\Delta p$, $t = t_0 + c''\Delta p$, где t_0 — температура поверхности трения при $\Delta p = 0$, $\Delta v = 0$.

Приведенные выражения справедливы при незначительных изменениях p и v.

С ростом количества теплоты, а значит и температуры на поверхности трения (например, вследствие увеличения давления в зоне трения) пропорционально возрастает теплоотвод в окружающую среду.

Аналитическую зависимость температуры поверхности трения от давления на рабочей поверхности (при $\Delta v = 0$) можно получить из дифференциального уравнения теплового баланса. Выделившаяся при трении теплота частично израсходована на подогрев детали, а частично поглощена средой:

$$q dp = c_д dt + (t - t_0)\psi F dp,$$

где q — количество теплоты, которая выделяется при трении с давлением, равным единице; p — давление на поверхности трения; F — площадь поверхности детали; $c_д$ — общая теплоемкость детали; ψ — коэффициент теплоотдачи детали (оценивается по изменению количества теплоты, которая отводится в окружающую среду на единицу давления с единицы площади детали при повышении температуры детали на один градус) t, t_0 — температура соответственно детали и окружающей среды.

Из приведенного дифференциального уравнения при $p_0 = 0$

$$p = \int \frac{c_д dt}{q - (t - t_0)\psi F} = -\frac{c_д}{\psi F} \ln [q - \psi F (t - t_0)] + c',$$

где c' — постоянная интегрирования.

При $p=0$ и $t=t_0$ $c'=\frac{c_д \ln q}{\psi F}$, тогда $p=\frac{c_д}{\psi F}\ln\frac{q}{q-\psi F(t-t_0)}$.

Из полученного уравнения

$$t=t_0+\frac{q}{\psi F}\left(1-e^{-\frac{\psi F p}{c_д}}\right),$$

или

$$t=t_0+t_1(1-e^{-pb}),$$

где $b=\psi F/c_д$; $t_1=q/\psi F$.

Аналогично можно получить зависимость температуры на поверхности трения от скорости скольжения (при $\Delta p=0$ и $v_0=0$) с корректированием понятий ψ и q. Тогда $t=t_0+t_1(1-e^{-bv})$.

Экспериментальная проверка изменения температуры поверхности трения от давления в зоне трения и скорости относительного перемещения (рис. 1.5) была проведена на лабораторной установке, в которой электродвигатель через трехступенчатую коробку передач автомобиля ГАЗ-21 вращал прямой полый вал, установленный в блоке цилиндров двигателя ГАЗ-53. Смазка подшипников осуществлялась под давлением, нагрузка на шейки и вкладыши обеспечивалась пружинами. Температуру вкладышей измеряли термопарами, впаянными на глубине 0,1 мм от поверхности трения.

Изменение температуры вкладыша на единицу изменения частоты вращения (скорости) зависит и от расхода смазки через подшипник. Поскольку схватывания I и II рода недопустимы, то зави-

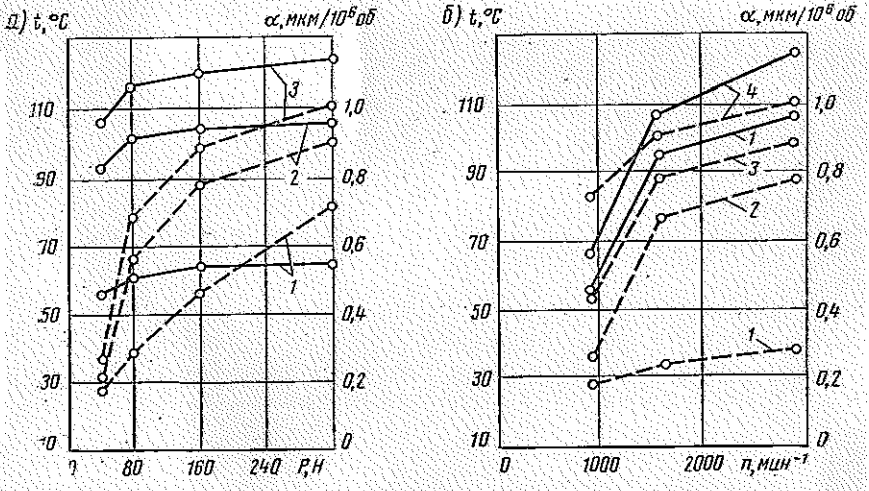


Рис. 1.5. Зависимость температуры t (сплошные линии) поверхности трения (вкладыша) и интенсивности изнашивания (пунктирные линии) вала лабораторной установки:

а — от нагрузки P на подшипник при частоте вращения вала, мин$^{-1}$: *1* — 960; *2* — 1650; *3* — 2950; *б* — от частоты вращения вала n при нагрузке на подшипник H: *1* — 40; *2* — 80; *3* — 160; *4* — 320

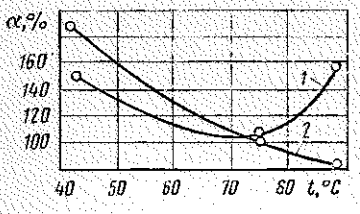


Рис. 1.6. Влияние температуры t масла в картере на изменение интенсивности изнашивания α цилиндров двигателя на расстоянии 8 мм от верхней плоскости блока цилиндров (*1*) и 90 мм (*2*). Для коренных шеек коленчатого вала кривая аналогична *1*

симости температуры поверхности трения от нагрузки и частоты вращения целесообразно рассматривать только в области нормального изнашивания с присутствием абразивных частиц.

Зависимость интенсивности изнашивания от температуры является весьма сложной, однако, с достаточной для практических целей точностью ее можно принять линейной:

$$\Delta\alpha = b\Delta t; \quad \alpha = \alpha_0 + b\Delta t,$$

где $\Delta\alpha$ и Δt — изменение соответственно интенсивности изнашивания и температуры; α_0 — интенсивность изнашивания при $\Delta t = 0$; b — коэффициент.

Принятое допущение о линейной зависимости интенсивности изнашивания от температуры поверхности трения в зоне до критического состояния масла хорошо подтверждают экспериментальные данные Р. М. Матвеевского и Б. И. Костецкого. Более резкое возрастание интенсивности изнашивания с увеличением температуры наблюдается после критического состояния масла. Это происходит вследствие снижения твердости и других свойств материала и масла при увеличении температуры. Поэтому зависимость интенсивности изнашивания от давления и скорости будут аналогичными:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1(1 - e^{-b\Delta p}); \quad \alpha = \alpha_0 + \alpha_1(1 - e^{-b\Delta v}),$$

где α_0 — интенсивность изнашивания соответственно при $\Delta p = 0$ и $\Delta v = 0$; $\alpha_1 = \dfrac{bq}{\psi F}$; при $p_0 = 0$ и $\Delta v = 0$ $\alpha = \alpha_1(1 - e^{-bp})$; при $v_0 = 0$ и $\Delta p = 0$ $\alpha = \alpha_1(1 - e^{-bv})$, где α_1 — интенсивность изнашивания соответственно при $p \Rightarrow \infty$ или $v \Rightarrow \infty$.

Зависимость интенсивности изнашивания от давления на поверхности трения хорошо подтверждает экспериментальные данные А. С. Проникова, графическая интерпретация которых аналогична кривым, приведенным на рис. 1.5, а аналитически они аппроксимируются степенным уравнением $\alpha = cp^n$ с показателем степени $n < 1$, что свидетельствует о снижении темпа роста интенсивности изнашивания с увеличением давления в зоне трения. Зависимость интенсивности изнашивания от скорости скольжения хорошо подтверждается данными в области коррозионно-механического изнашивания.

Зависимость интенсивности изнашивания поверхностей, смазываемых под давлением, от изменения температуры Δt_1 масла в картере отличается от линейной, $\alpha = \alpha_0 - b\Delta t_1 + c(\Delta t_1)^2$.

Существует оптимальная температура масла в картере, при которой интенсивность изнашивания минимальна: $d\alpha/dt_1 = -b + 2c\Delta t_1$; $\Delta t_1 = b/2c$, снижается на 50—60% (рис. 1.6).

На основе полученных зависимостей можно установить закономерность изменения долговечности деталей от нагрузки, скорости и температуры на поверхности трения. На основе принятого допущения $\Delta\alpha = b\Delta t$.

Зависимость долговечности l деталей от Δp и Δv при $p_0 = 0$, $\Delta v = 0$

$$l = \frac{S_п}{\alpha_0 + \alpha_1 (1 - e^{-b\Delta p})},$$

или

$$l = \frac{S_п}{\alpha_1 (1 - e^{-bp})} = \frac{\frac{S_п}{\alpha_1}}{1 - e^{-bp}} = \frac{l_1}{1 - e^{-bp}},$$

где l_1 — долговечность при $p \to \infty$, $S_п$ — предельный износ.

Аналогично при $v_0 = 0$ $\Delta p = 0$ получим:

$$l = l_1 / (1 - e^{-bv}),$$

где l_1 — долговечность при $v \to \infty$.

Зависимость долговечности детали от температуры на поверхности трения

$$l = \frac{S_п}{\alpha} = \frac{S_п}{\alpha_0 + b\Delta t}; \quad l = \frac{l_0}{1 + c\Delta t},$$

где l_0 — пробег до предельного состояния при $\Delta p = 0$, $\Delta v = 0$; $c = b/\alpha_0$.

Таким образом, полученные аналитические зависимости позволяют прогнозировать изменение температуры, интенсивности изнашивания и долговечности детали в зависимости от изменения нагрузочного и скоростного режимов работы сопряжения.

1.2. МЕХАНИЗМ ИЗНАШИВАНИЯ РЕЗИНОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

В автомобиле используется большое число деталей из резины (сальники, прокладки, шины), основными из которых являются шины. Расходы на шины составляют значительную долю (до 10%) в себестоимости перевозок. Поэтому поддержание шин в технически исправном состоянии с минимальными затратами является одной из важных задач технической эксплуатации автомобиля. В процессе эксплуатации, по мере износа протекторов изменяются рабочие характеристики шин. Для наиболее полного их использования в заданных условиях эксплуатации необходимо знать закономерность износа шин в зависимости от пробега автомобиля, предельно допустимую величину износа.

Интенсивность изменения технического состояния шин при установившихся условиях и режиме работы автомобиля зависит от сил взаимодействия шины с дорогой, температуры шины, технического состояния агрегатов автомобиля и в свою очередь влияет на интенсивность изменения технического состояния силовых агрегатов трансмиссии. Так, несбалансированность колес повышает износ и шин, и трансмиссии, давление воздуха в шине влияет на динамическую нагрузку, приходящуюся на крепления агрегатов, на расход

топлива, а следовательно, на нагрузку самих агрегатов. Эти факторы воздействуют главным образом на основной показатель рабочей характеристики шин — долговечность, определяющий экономичность перевозок, а также на напряжение и температуру шины в зоне контакта с дорогой, интенсивность изнашивания протектора. Величина последней зависит от условий механического нагружения, параметров среды при заданных физико-механических свойствах материала и от вида изнашивания.

Классификация видов изнашивания. В процессе эксплуатации резиновых изделий при скольжении выступов сопряженного тела по истираемой поверхности резины образуются и разрастаются микротрещины, происходят механохимические процессы под влиянием кислорода воздуха и повышенных температур в зоне трения. У поверхностного слоя резины при этом снижается прочность и сопротивление разрыву, ухудшаются упругие и другие свойства, истиранию подвергается уже несколько разрушенный, изменившийся тонкий слой материала, толщиной в сотые доли миллиметра.

Резина является классическим упругим материалом. По существующим представлениям изнашивание высокоэластичных полимерных материалов может быть механохимическим и при тепловой и абразивной повреждаемости.

При трении уплотняющей резины (манжет) о поверхность быстровращающихся деталей происходят многократные деформации материала выступами истирающей поверхности. Основным видом разрушения является механохимическое изнашивание. Механизм изнашивания при проскальзывании резины лучше рассматривать на примере работы уплотнительных манжет и колец, участвующих в возвратно-поступательном и вращательном движениях.

При возвратно-поступательном движении с повышением температуры, сила трения уплотнительных колец уменьшается, а следовательно, снижается относительное изменение высоты колец из-за снижения интенсивности механохимического изнашивания. Температура и интенсивность ее возрастания в зоне контакта зависят от силы трения и теплопроводности резины, влияют на структурные изменения и, как следствие, на микротвердость.

При оценке пригодности резины для применения ее в уплотнительных узлах с возвратно-поступательным движением, помимо определения времени релаксации * напряжения и накопления остаточных деформаций в статических условиях, необходимо также учитывать ее фрикционные свойства и износостойкость. При эксплуатации автомобиля может происходить хрупкое разрушение уплотнений валов, вызывающее необратимую потерю герметичности того или иного узла. С увеличением биения вала и его начальной частоты вращения температура начала хрупкого разрушения уплотнительной кромки возрастает. С увеличением длительности неподвиж-

* Релаксация — процесс постепенного перехода термодинамической системы мы из неустановившегося состояния, вызванного внешними воздействиями, в состояние термодинамического равновесия. Мерой быстроты релаксации служит время.

ного контакта резиновых уплотнительных колец с валом максимальная сила трения возрастает, стабилизируясь через некоторое время.

В процессе механохимического изнашивания шин выступы дорожного полотна внедряются в их поверхность. При этом возникают напряжения и деформации в зоне касания, величина которых зависит от условий нагружения, сил трения, свойств материала шины, формы и размеров неровностей дорожного покрытия. В результате многократно повторяющихся воздействий частицы материала шины отделяются от ее поверхности при относительно небольшой силе трения между шиной и сопряженной поверхностью, невысоких контактных напряжениях.

Число циклов до отделения частиц резины $N=(\sigma_0/\sigma)^\beta$ зависит от сопротивления разрыву σ_0 при однократном нагружении, амплитуды σ динамического напряжения, характеристики β усталостных свойств резины. Интенсивность механохимического изнашивания резиновых уплотнителей зависит главным образом от температуры в зоне контакта, которая может достигать 250° С, а следовательно, от степени ухудшения механических свойств резины в зоне контакта.

Механохимическое изнашивание протектора наблюдается при работе автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием при обычных скоростях движения и нагрузках. Протектор имеет гладкую поверхность, а интенсивность его истирания составляет 0,12—0,17 мм на 1 тыс. км пробега.

При резком и длительном торможении, разгоне с большим ускорением, движении на поворотах с большой скоростью на асфальтобетонных дорогах сдвиговые напряжения превышают прочность резины, на поверхности протектора появляются раздиры и трещины, рисунок истирания имеет вид системы параллельно чередующихся гребней и впадин, перпендикулярных направлению истирания. При этом температура нагрева шины повышается, резина размягчается, становится липкой, частицы резины отделяются и скручиваются в небольшие жгуты. Такое явление наблюдается при тепловом повреждении поверхности, когда на выступах поверхности резины возникают большие силы трения в тангенциальном направлении, при этом происходит сложная деформация выступа. Если сила трения больше тангенциальной составляющей упругих сил в зоне контакта, то происходит проскальзывание, если же она превышает прочность резины, то в зоне максимальных напряжений происходит надрыв резины, отдираемый слой резины сворачивается в скатку, в жгут, который потом отделяется от массы материала.

При работе в тяжелых дорожных условиях, например, на дорогах со щебеночным покрытием, на поверхности шины появляются сравнительно большие вырывы, продольные царапины и порезы по причине абразивной повреждаемости. Интенсивность изнашивания составляет 0,6—0,7 мм на 1 тыс. км пробега. В процессе абразивной повреждаемости микровыступ дорожного покрытия образует в резине царапину, поскольку перед микровыступом резина находится в сжатом состоянии, а за ним в резине образуются большие дефор-

мации растяжения, приводящие к макроразрывам и царапинам. Экспериментально установлено, что износостойкость и плотность энергии при разрыве в условиях высоких скоростей деформирования имеют аналогичные зависимости от температуры, что указывает на общую вязкоэластичную природу разрушения при истирании и разрыве. Следовательно, при абразивной повреждаемости происходит процесс механического отрыва частиц резины. Таким образом, износостойкость зависит от прочностных свойств резины и качества дорожного покрытия.

Качество дорожного покрытия оценивают по состоянию его проезжей части, ровностью и абразивностью верхнего слоя. Абразивность покрытия характеризуется отношением высоты отдельной неровности на покрытии к радиусу закругления при вершине этой неровности. Увеличение износа с ухудшением качества дорог объясняется увеличением абразивности поверхности и нестабильностью нагрузки на шину, изменением механизма изнашивания резины протектора от механохимического до абразивной и тепловой повреждаемости.

Износостойкость резины нельзя связывать только с ее механическими свойствами (твердость, модуль упругости, сопротивление разрыву) или с сопротивлением различным видам старения, химической и механохимической стойкостью. Необходимо учитывать и изменение молекулярной структуры поверхностного слоя резины при механохимическом изнашивании. Экспериментальные данные говорят о том, что при истирании на воздухе наряду с распадом сернистых связей и деструкций молекулярных цепей происходят сопряженные процессы вторичного структурирования, которые могут привести к образованию хрупкой поверхностной пленки. Механические напряжения активируют процесс термохимического распада молекулярных цепей и узлов.

Таким образом, в процессе механохимического изнашивания изменяется молекулярная структура поверхностного слоя и, как следствие, ухудшаются прочностные, усталостные и другие свойства резины, а следовательно, уменьшается их износостойкость.

В настоящее время нет единых представлений о причинах возникновения или перехода одного вида изнашивания в другое. В качестве причин предлагаются или проскальзывание, или сила трения, или давление, или мощность трения, или отношение энергии разрушения измененного поверхностного слоя резины к мощности трения. Интенсивность истирания протектора зависит от жесткости и гистерезисных потерь шины, от деформационных и эластичных свойств шины в целом, которые и определяют работу трения в контакте.

В процессе эксплуатации шин в резине протектора наблюдается изменение типа связей. Так, после 45 тыс. км пробега шин 9.00—20 в протекторе из резины на основе натурального каучука увеличилась густота пространственной сетки, уменьшилось число полисульфидных связей, а число моно- и дисульфидных связей увеличилось. Такое изменение структуры сетки способствует снижению прочностных свойств резины.

Пути снижения интенсивности изнашивания деталей. В заданных дорожных условиях интенсивность изнашивания зависит от величины и интенсивности изменения крутящего и тормозного моментов, касательной нагрузки на колесо, давления воздуха в шине, температуры в зоне контакта и проскальзывания. Касательная сила при торможении или ускорении автомобиля на заданном расстоянии изменяется пропорционально квадрату скорости движения. Работа сил трения в зоне контакта примерно пропорциональна квадрату передаваемой через шину окружной или боковой силы.

Скольжение выступов протектора происходит в нестационарных условиях, при постоянно меняющемся контактном касательном усилии. Наибольшие касательные контактные напряжения и проскальзывание элементов протектора наблюдаются в зоне контакта в режиме качения с боковым уводом, наименьшие — при свободном качении. Величина передаваемого шиной крутящего момента нелинейно влияет на интенсивность изнашивания. При увеличении крутящего момента через шину 6.00—16 до 250 Н·м в процессе испытания на стенде интенсивность изнашивания возросла с 0,1—0,2 до 3,0—3,5 мм на 1 тыс. км пробега, т. е. в 20—30 раз. В условиях эксплуатации максимальное значение крутящего момента, передаваемого через шину 6.00—16, кратковременно и не превышает 100—150 Н·м.

При равных крутящем и тормозном моментах проскальзывание и величина касательных напряжений выше при торможении, в связи с чем и износ при торможении больше. Именно тормозная и тяговая нагрузки на колесо являются одними из главных причин быстрого износа шин. Так, даже при малой скорости движения (10—15 км/ч), но частых разгонах и торможениях, износ шин повышается в два-три раза. При неумелой езде с частыми разгонами и торможениями, с большой скоростью на поворотах износ повышается иногда в 100 и более раз.

Из-за несоблюдения норм давления воздуха в шинах выходит из строя до 40% шин легковых автомобилей и до 70% — грузовых. В среднем при уменьшении внутреннего давления в шинах до 30% от нормы интенсивность изнашивания протектора возрастает примерно на такую же величину, при большем снижении давления интенсивность изнашивания растет быстрее, так как при снижении внутреннего давления шины катятся под действием боковых сил с большими углами увода. При снижении давления в шине износ протектора неравномерный, деформации, а следовательно, и температура поверхности трения повышаются. Это приводит к уменьшению числа циклов нагружений до отделения материала с поверхности протектора. В плоскости контакта давление распределяется неравномерно, так как середина беговой дорожки по ширине прогибается вовнутрь, и нагрузку воспринимают крайние зоны протектора. С увеличением давления в шине нагрузка в средней части протектора растет быстрее, чем по краям.

Если давление воздуха в шине больше нормы, то износ хотя и в меньшей мере, увеличивается, поскольку усиливаются напряже-

ния в центре беговой дорожки и нитях корда, что повышает вероятность их разрыва. Наиболее благоприятны условия работы шины при оптимальном давлении. Если бы нормативное значение внутреннего давления в шинах выбирали только из условия наибольшей долговечности шины, то оно было бы значительно выше принятых значений, которые, например, для шин легковых автомобилей устанавливают из соображений прочности шины и комфортабельности езды.

Таким образом, в реальных условиях работы шин интенсивность изнашивания резины, будь то протектор или кромка уплотнительной манжеты, зависит от соотношения механохимического изнашивания абразивной или тепловой повреждаемости. Абразивная повреждаемость зависит от состояния среды, дороги и величины давления в зоне контакта, механохимическое изнашивание и тепловая повреждаемость определяются давлением на поверхности трения и особенно температурой поверхностного слоя резины. При неизменной температуре на поверхности трения и стабильном состоянии среды соотношение видов изнашивания должно быть постоянным, а зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления — линейной.

Величина интенсивности изнашивания резиновых деталей зависит от величины механического нагружения на поверхности трения и физико-химических параметров среды, прежде всего абразивных частиц.

В процессе эксплуатации интенсивность изнашивания шин можно снизить за счет более равномерного их нагружения в зоне контакта с дорогой. Давление в зоне контакта и величина касательного напряжения влияют на интенсивность изнашивания протектора не только за счет проскальзывания и механического нагружения, но и за счет изменения физико-механических свойств резины при неизбежном образовании теплоты.

Влияние температуры на интенсивность изнашивания протектора. Интенсивность изнашивания протектора зависит не только от пробега автомобиля и режима его работы, но и от состояния среды. Из параметров последней наибольшее влияние на интенсивность изнашивания оказывают величина и твердость абразивных частиц дорожного покрытия и особенно температура протектора. Коэффициенты влияния распределяются следующим образом: температура — 2,25, скорость — 1,75, давление в шине — 1,5, схождение и развал — 1,37, нагрузка — 1,2.

Температура протектора зависит от температуры окружающего воздуха и режима работы шины (скорости относительного перемещения, нагрузки). Температура протектора и воздуха в шине, а следовательно, и давление в шине повышаются с увеличением скорости движения. Так, у автомобиля ГАЗ-24 давление в шине повышается на 40% при изменении скорости с 50 до 90 км/ч.

Аналитическую форму зависимости температуры шины от параметров механического воздействия можно установить на основе дифференциального уравнения теплового баланса. Общее количе-

ство теплоты q, приходящееся на единицу изменения скорости относительного перемещения шины расходуется частично на нагрев шины, а частично переходит в окружающую среду, в диск колеса через воздух и зону контакта шины с дорогой. Количество теплоты в шине зависит от ее теплоемкости $c_ш$, изменения температуры Δt шины, а количество теплоты, поглощенного окружающей средой — от площади охлаждения F шины, коэффициента ψ теплоотдачи при изменении температуры и скорости на единицу измерения, разницы температур t шины и t_0 среды и величины изменения скорости dv вращения колеса: $qdv = c_ш dt + \psi F (t - t_0)\, dv$.

Из приведенного уравнения можно получить зависимость температуры шины от скорости движения автомобиля:

$$t = t_0 + \frac{q}{\psi F}\left(1 - e^{-\frac{v\psi F}{c_ш}}\right)$$

или

$$t = t_0 + t_1 (1 - e^{-bv}),$$

где $t_1 = q/\psi F$; $b = \psi F / c_ш$; v — скорость качения шины, $v_0 = 0$.

Параметры t_0, t_1, b определяют при наличии данных о скорости движения и температуре шины.

Скорость движения автомобиля, давление в шине и нагрузка на нее влияют прежде всего на работу деформации шины. При этом мощность расходуется на упругую деформацию и на внутреннее трение, которое превращается в теплоту (необратимые потери). В случае увеличения нагрузки при неизменном давлении или же уменьшении давления при постоянной нагрузке усиливается деформация шины, а следовательно, и ее нагрев особенно в зоне с наибольшей толщиной стенок и величиной деформации (в зонах короны по краю беговой дорожки).

При качении колеса температура нагруженной шины повышается под действием внешнего трения в зоне контакта с дорогой и внутреннего трения в процессе деформации. Можно аналитически обосновать изменение температуры шины в зависимости от силы трения. Из дифференциального уравнения баланса теплоты, которая выделилась за единицу времени при трении и пошла на нагрев шины и окружающей среды, $qd\tau = c_ш dt + \psi F (t - t_0)\, d\tau$, где τ — продолжительность работы; видно, что повышение температуры шины

$$\Delta t = t - t_0 = \frac{q}{\psi F}\left(1 - e^{-\frac{\tau\psi F}{c_ш}}\right),$$

при прочих одинаковых условиях пропорционально количеству теплоты, образовавшейся за единицу времени в процессе трения $\Delta t = t - t_0 = cq$, что подтверждается экспериментально.

С изменением температуры воздуха, а следовательно, и температуры шины, изменяется прочность шинных материалов:

Температура, °С	50	100	150	200
Прочность, $Н \cdot 10^5/м^2$	270	216	162	108

Допустимым считается нагрев шин до температуры +100° С. Температура +120° С является критической. При такой температуре прочность шины в целом на разрыв снижается примерно на 40%, а протектора — в 4 раза. При работе шины максимальная температура развивается между брекером и протектором шины у внутреннего заднего колеса. Для шины 260—508Р модели И-61138 эта температура при 80 км/ч составляет 100° С, при 60 км/ч — 80° С (температура окружающего воздуха 18±2° С). У наружного заднего колеса она меньше на 10° С, а у переднего — на 20° С.

Температура поверхности шины на выходе из зоны контакта ее с дорогой существенно зависит от типа дорожного покрытия, а также от условий движения автомобиля и может достигать 400—600° С. Глубина прогревания шины мала. Уже на глубине 0,025÷0,03 мм от поверхности беговой дорожки шины изменения ее температуры за счет тепловыделения в зоне контакта не наблюдается. Вся выделившаяся теплота отводится в окружающую среду за один оборот колеса. Количество теплоты, передаваемой протектором шины окружающей среде (на стенде), составляет 60—75% от образующейся в шине.

Температура повышается вследствие упругого гистерезиса и зависит от радиальной деформации шины, которая экспоненциально убывает с повышением внутреннего давления.

В определенных условиях эксплуатации температура характеризует напряженность элементов данной шины. Так, при повышении скорости качения шины 260—508 ($Q=1860$ кг, $q=0{,}6$ МПА) от 20 до 100 км/ч температура центра брекера повышается с 50 до 120° С, а угла брекера — с 60 до 140° С, при этом тепловой поток направлен наружу и внутрь шины. В зоне боковины тепловой поток направлен от воздуха внутри шины через боковину и обод в окружающую среду.

Изменение температуры протектора влияет на прочность шинных материалов, долговечность шин.

Зависимость интенсивности изнашивания от температуры в зоне контакта может быть выражена полуэмпирической формулой

$$\alpha = \alpha_{100}\,(t/100)^n,$$

где α_{100} — интенсивность изнашивания при 100° С и $v=1$ м/с; $n=1{,}5$.

Таким образом, температура на поверхности трения является одним из основных факторов, определяющих интенсивность изнашивания резины и ее разрушение. Амортизационный пробег шины при температуре среды 18° С составляет 105% от пробега при 22° С; при 24° С — 95%, а при 30° С — 81%.

В условиях средней полосы при эксплуатации автомобилей в осенне-зимний период пробег шин до разрушения на 25—30% выше, чем весной и летом (см. также табл. 1.2).

Эти данные можно аппроксимировать уравнением типа $\Delta\alpha = c_1(\Delta t)^n$, где $n>1$.

Таблица 1.2. Влияние температуры окружающего воздуха на интенсивность изнашивания протектора, %

Температура, °С	Скорость автомобиля, км/ч			Температура, °С	Скорость автомобиля, км/ч		
	40	50	60		40	50	60
4,4	100	120	150	26,7	340	380	430
15,6	190	225	260	37,7	500	560	650

Поскольку зависимость интенсивности изнашивания от температуры по экспериментальным данным степенная, а от давления на поверхности трения или от силы трения линейная ($\Delta\alpha = c_2\Delta F$) и под действием силы трения температура повышается пропорционально ($\Delta t = c_3\Delta F$), то $\Delta\alpha = c_2\Delta F c_1 (\Delta t)^n = c_2\Delta F c_2 (c_3\Delta F)^n = c\Delta F^{1+n}$.
В приведенных формулах c, c_1, c_2, c_3 — коэффициенты пропорциональности.

Этот вывод хорошо подтверждают экспериментальные данные, полученные в НАМИ. При исследовании износа шин одноосного прицепа со схождением колес в пределах 0—85 мм зависимость интенсивности изнашивания протектора шин от схождения колес имела вид (в кг/1000 км):

$$\alpha = c\gamma^{2,47},$$

где γ — схождение колес, мм; c — коэффициент.

По результатам исследований, зависимость интенсивности изнашивания протектора от температуры окружающего воздуха, а следовательно, и от температуры шины — нелинейная. Форму зависимости лучше аппроксимировать такой математической моделью, в которой каждый параметр имеет физический смысл и постоянную размерность, например, параболой или экспонентой:

$$\alpha = \alpha_0 e^{b_1\Delta t}.$$

Применительно к табл. 1.2 в этой формуле α_0 соответствует интенсивность изнашивания при 0° С. Можно сделать вывод о том, что интенсивность изнашивания от скорости также экспоненциально возрастает. Строго говоря,

$$\alpha = \alpha_0 e^{b_1 t_1 (1-e^{-bv})}$$

или, если для упрощения математической модели с достаточной точностью принять линейную зависимость между температурой и скоростью движения, то $\alpha = \alpha_0 e^{b\Delta v}$, а долговечность

$$l = C_n\alpha = l_0 e^{-b\Delta v},$$

где l_0 — долговечность шины, приведенная к моменту начала изменения скорости движения, т. е. при $\Delta v = 0$.

Зависимость долговечности шины от изменения давления в зоне контакта с дорогой аналогична рассмотренной.

При внешних установившихся механических воздействиях * долговечность шины зависит не только от давления колеса на дорогу и скорости движения автомобиля, но и от величины проскальзывания, которая зависит, в свою очередь, от давления и скорости. Осциллограммы показывают, что процесс проскальзывания элементов шины прерывный, в зоне контакта происходят скачкообразные сдвиги элементов протектора. С увеличением ускорения увеличивается и проскальзывание элементов протектора при установившемся внешнем механическом воздействии. В этих условиях при фиксированном изменении режима движения ускорение будет расти по мере старения автомобиля, увеличивается и износ деталей, а тем самым и зазоры в последовательно связанных сопряжениях цепи двигатель — трансмиссия — колесо — дорога. По этой причине долговечность шин, как и других сопряжений трансмиссии, по мере старения автомобиля должна уменьшаться.

Вышеуказанное дает основание считать, что нельзя установить простейшую зависимость между долговечностью шины и нагрузкой на нее.

Кроме нагрузки на шину, действует не менее сильный сопутствующий фактор — температура. В качестве примера рассмотрим экспериментальные данные одного из исследований.

Поскольку интенсивность изнашивания пропорциональна давлению на поверхности трения, аналогичная зависимость должна быть и для нагрузки Q на шину $a=cQ$. И поэтому долговечность шины должна изменяться обратно пропорционально нагрузке:

$$l=\frac{S_{\text{п}}}{a}=\frac{S_{\text{п}}}{c'Q}=\frac{l_0}{1+\dfrac{\Delta Q}{Q_0}},$$

где l_0 — долговечность шины при номинальной нагрузке на нее; ΔQ — отклонение от номинальной нагрузки.

Полученная зависимость справедлива, если площадь контакта остается постоянной. В то же время рабочая (фактическая) площадь контакта с увеличением нагрузки на шину, по некоторым исследованиям, даже уменьшается, а неравномерность давления шины на дорогу увеличивается, поэтому можно предположить, что долговечность шины уменьшается больше, чем увеличивается нагрузка на шину, количественную разницу можно установить только по экспериментальным данным (табл. 1.3). Данные, приведенные в табл. 1.3, рассчитаны по приведенной выше зависимости долговечности от нагрузки.

Если принять, что уменьшение долговечности определяется только увеличением максимального давления в зоне контакта и выходом из строя шины в результате износа в зоне максимального давления, то следовало бы признать, что при двухкратной нагрузке на шину максимальное давление увеличивается в четыре с лишним раза (см. табл. 1.3). Тогда как уменьшение долговечности в зависимости от нагрузки является следствием и максимального давления в зоне контакта и температуры.

Можно сделать вывод, что при заданных эксплуатационных условиях и качестве шин их долговечность зависит от температуры протектора, режима работы (нагрузка на шину и скорость движе-

* Установившимся режимом работы называют такой, при котором средние ние значения скорости, давления и их среднее квадратическое отклонение постоянны.

Таблица 1.3. Долговечность шин в зависимости от нагрузки, %

Нагрузка, %	Долговечность		Максимальное давление, %	Нагрузка, %	Долговечность		Максимальное давление, %
	расчетная	фактическая			расчетная	фактическая	
100	100	100	100	160	62,5	42	238
120	84	76	131	180	55,5	30	333
140	71,5	58	172	200	50	24	412

ния), пробега автомобиля с начала эксплуатации, от зазора в сопряжениях агрегатов и узлов трансмиссии автомобиля. Все это влияет на параметры механического воздействия на шину в процессе эксплуатации.

Глава 2

ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

2.1. ПОНЯТИЕ О ПРОЦЕССЕ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

В процессе эксплуатации автомобиля происходит не только изменение геометрических размеров и форм деталей в результате износа при непосредственном контакте сопряженных деталей под нагрузкой. Изменяются физико-химические свойства масла, материалов. Обычно процесс этот растянут во времени и происходит при отсутствии должного контроля за состоянием детали. Зачастую прочность той или иной детали нарушается внезапно. В настоящее время есть возможность предвидеть время выхода детали из строя, так как известны закономерности и хрупкого, и усталостного разрушений. Процессы, происходящие при разрушении деталей, изучает механика разрушения. Поскольку в процессе эксплуатации автомобиля детали разрушаются из-за износа, нарушения прочности в результате возникновения и развития трещин, коррозии, то необходимо знать сущность хрупкого, усталостного и коррозионного разрушений металлических деталей, практические способы определения длин трещин, при которых эти процессы замедляются или вообще прекращаются.

Процессом разрушения принято называть совокупность последовательных изменений прочности деталей, приводящих к нарушению их сплошности. Процессы изменения прочностных свойств деталей, как и все процессы в металлах, диэлектриках и полупроводниках объясняют с помощью зонной теории, которая составляет основной раздел квантовой механики твердых тел.

Основой разрушительного процесса является физическая или химическая кинетика, которая позволяет построить модель процесса и найти пути управления им. Кинетика разрушения деталей механизмов в значительной мере зависит от дефектов кристаллической решетки, диффузии, старения и усталости материалов.

По современным представлениям причиной начала процесса разрушения являются дефекты кристаллической решетки: точечные дефекты-вакансии, одномерные (линейные) дислокации, двухмерные (поверхностные) дефекты, например по границам зерен, трехмерные дефекты — пустоты, включения и т. д.

Вакансии в реальных кристаллах непрерывно образуются и исчезают под действием тепловых флуктуаций, то есть случайных отклонений от средних значений. Линейные дефекты кристаллов — дислокации — появляются при нарушении правильного чередования атомных плоскостей. Они уменьшают на несколько порядков прочность кристаллов, электросопротивление и другие свойства. Процессы возникновения и развития дислокаций сложны, поэтому пока нет возможности прогнозировать прочность твердых тел, можно только охарактеризовать процессы их деформации, разрушения и упрочнения.

В результате усталости материала детали наблюдаются структурные изменения на субмикроскопическом и микроскопическом уровнях.

У линии скольжения (при внутризеренном разрушении) и у границ зерен (при межзеренном) возникает скопление дислокаций. Эти скопления и способствуют возникновению микротрещин в зонах высокой плотности дислокаций за счет перехода линий скольжения от зерна к зерну. Полосы скольжения, дислокационные изменения, субмикроскопические трещины возникают при напряжениях, не достигающих предела выносливости, но в большом числе случаев не получают развития вследствие затухания процесса накопления повреждений и образования равновесных состояний.

Дислокации обязательно или замыкаются сами на себя, или разветвляются на другие дислокации, или же выходят на поверхность кристалла, являясь источником внутренних напряжений. Вокруг дислокаций создается поле с определенной потенциальной энергией.

При тепловом движении частиц в твердых телах возникает процесс диффузии, выражающийся в самопроизвольном выравнивании концентрации вещества в системе. Количественно процесс диффузии характеризуется коэффициентом диффузии — количеством вещества, проходящего в единицу времени через единицу площади при наличии только градиента концентрации, равного единице.

В настоящее время установлено, что при напряжениях, меньших предела упругости, происходит пластическая деформация, а разрушение материала — это не критическое событие, а постепенный кинетический термоактивационный процесс. При деформировании твердого тела механическая энергия необратимо переходит в теплоту в процессе так называемого внутреннего трения. Это порождает дефекты, которые снижают прочность твердого тела. Процесс этот необратимый и, следовательно, его нельзя устранить.

Процесс механического разрушения тесно связан с процессами старения и усталости материала. Старение — это процесс изменения строения и свойств материала, происходящий либо самопроизвольно при длительной выдержке и обычной температуре, либо при нагреве при искусственном старении. В случае самопроизвольного процесса перехода материала из метастабильного состояния в стабильное происходит перемещение атомов в металле, изменяется его кристаллическая структура. Процесс этот неоднозначный и состоит из совокупности многих параллельных процессов. В метастабильном состоянии уровень внутренней энергии выше по сравнению со стабильным.

В общем виде, по Р. Хивеленду, процесс старения может быть описан уравнением $ln\sigma = ln\sigma_0 - k\tau e^{-\frac{u}{E}}$, откуда

$$\sigma = \sigma_0 e^{-k\tau e^{-\frac{u}{E}}},$$

где σ — мгновенная прочность материала в данный момент; σ_0 — начальная прочность материала; k — коэффициент; u — энергия активации; E — энергия реакции; τ — время.

За характеристику прочности материала обычно принимают напряжение, при котором наступает разрыв. Теоретически сопротивление разрыву при одновременном нарушении всех межатомных связей на поверхности разрыва составляет 0,1 E (E — модуль Юнга). Реальная величина сопротивления разрыву на несколько порядков ниже из-за неравномерного распределения внутренних напряжений и других факторов.

Процесс разрушения развивается в напряженном теле под действием тепловых флуктуаций как завершающий этап постепенного развития и накопления субмикроскопических разрушений. Пока еще нет возможности исследовать распределение напряжений и деформаций в отдельных элементах структуры реального тела, в связи с чем пользуются статическими теориями хрупкой прочности. Большинство этих теорий причиной разрушения считают микротрещину, которая возникает при гармоническом или близком к нему по типу нагружению.

Процесс усталостного разрушения металла весьма тесно связан с наличием и образованием вакансий и дислокаций в кристаллической решетке, скопление которых приводит к образованию субмикротрещин, а затем микро- и макротрещин. Процесс развития усталостного разрушения делят на три периода: упрочнения, разупрочнения и разрушения. Трещины начинают развиваться во втором, достаточно продолжительном, периоде. По некоторым данным интервал между моментом образования видимой усталостной трещины и моментом разрушения металла составляет до 90% от общего срока службы детали, то есть практически все время деталь работает при наличии трещины.

Закономерности усталостного разрушения металлов и металлических сплавов тесно связаны с циклическими деформациями и необратимо рассеянной энергией, с деформационными и энергетическими критериями разрушения. Усталостное разрушение с позиций энергетического процесса наступает при критическом значении суммарной необратимо рассеянной энергии, величина которой равна предельной работе деформации при статическом нагружении. Аналитически связь между величинами суммарной рассеянной энергии и амплитуды напряжения определяется выражением

$$D_\Sigma = c\,(\sigma_к/\sigma_а)^4,$$

где $\sigma_а = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ — амплитуда напряжения; $\sigma_к$ — сопротивление разрыву материала детали.

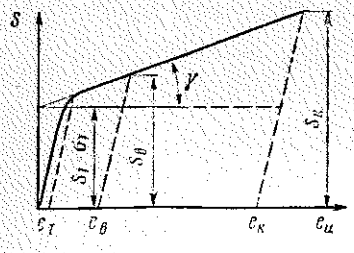


Рис. 2.1. Диаграмма растяжения

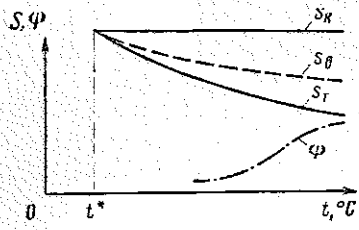


Рис. 2.2. Зависимость параметров s диаграммы растяжения от температуры t

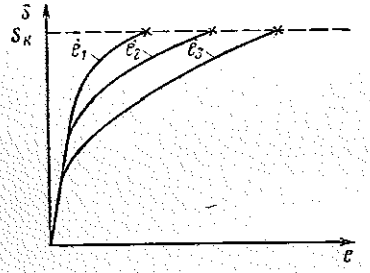


Рис. 2.3. Зависимость величины деформации e от напряжения s при различной скорости $\dot{e}$ деформирования ($\dot{e}_1 > \dot{e}_2 > \dot{e}_3$).

Механические свойства материала характеризуются в первую очередь диаграммой статического деформирования, зависимостью деформации e от приложенных напряжений S (рис. 2.1). Основой диаграммы является закон Гука: большей деформации способствует большее напряжение, выдерживаемое образцом. Деформации могут быть как обратимые, упругие, так и необратимые, пластические.

Пределу текучести $s_т = \sigma_т$, пределу прочности s_b и сопротивлению разрыву $s_к$ соответствуют удлинения $e_т$, e_b, $e_к$. Здесь e_b — предельная равномерная деформация до образования шейки; $e_к$ — местная наибольшая деформация в шейке при разрыве. Для материалов, у которых разрушение происходит без предварительного образования шейки (например, бронза), $e_b = e_к$. Продолжение прямолинейного участка до пересечения с ординатой дает значение $s_т$, близкое к $\sigma_т$. Тангенс угла наклона линейного участка

$$G_т = \operatorname{tg}\gamma = \frac{s_к - s_т}{e_к}$$

является модулем упрочнения. По величине он на один, два порядка меньше модуля упругости $E = \sigma_т / e_т$, характеризующего сопротивление упругой деформации.

Характеристикой пластичности ψ является уменьшение поперечного сечения $F_к$ шейки перед разрушением к исходной площади F_0, т. е. $\psi = (F_0 - F_к)/F_0$.

Пластическая деформация при разрушении уменьшается и вязкое разрушение сменяется хрупким:

1) по мере приближения напряженного состояния к всестороннему нагружению (для получения хрупкого разрушения, связанного с эффектом объемного растяжения, применяют образцы с надрезом);

2) при понижении температуры (рис. 2.2). По А. Ф. Иоффе, это объясняется существенным возрастанием при понижении температуры сопротивления пластическим деформациям. Предел текучести

$s_т$ приближается к истинному сопротивлению разрыву $s_к$ (его считают не зависящим от температуры). При критической температуре $t_к$ предел текучести и предел прочности по величине равны истинному сопротивлению разрыву, шейка не образуется (сужение шейки ψ приближается к нулю) — хрупкое разрушение возникает в пределах упругих деформаций металла, критерием такого разрушения является нормальное растягивающее напряжение;

3) при повышении скорости деформирования $\dot{e} = de/d\tau$. С ростом $\dot{e}$ существенно повышается сопротивление пластическим деформациям (сопротивление упругим деформациям почти не изменяется), разрушение становится более хрупким (рис. 2.3);

4) при увеличении размера зерен и ослаблении прочности их границ. При этом уменьшается сопротивление разрыву, следовательно, повышается критическая температура и снижается уровень критических напряжений при хрупком разрушении. Повышение содержания углерода в стали, понижение температуры отпуска, а также легирование (повышающее отношение предела текучести к сопротивлению разрыву) увеличивают склонность стали к хрупкому разрушению. Аналогичное явление наблюдается после деформационного старения при длительной работе металла в напряженном состоянии в условиях повышенной температуры, накоплении циклического и коррозионного повреждений. Перечисленные эксплуатационные факторы понижают пластичность, прочность границ зерен и сопротивление разрыву;

5) с увеличением размеров детали, так как при этом увеличивается структурная неоднородность ее материала. Влияние структурной неоднородности на уменьшение сопротивления деформациям можно оценить количественно на основе гипотезы «слабого звена» В. Вейбулла. Поэтому крупногабаритные элементы конструкций более склонны к хрупкому разрушению, для больших сечений элемента конструкций разрушение может произойти при упругих деформациях. В связи с этим, кроме критической температуры и критической объемности напряженного состояния, необходимо ввести понятие о критическом размере сечения.

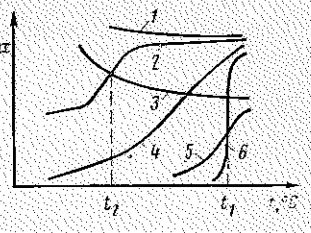


Рис. 2.4. Зависимость характеристик прочности и пластичности при растяжении образцов сечением 20×50 мм и боковыми надрезами глубиной 7,5 мм и шириной 0,2 мм от температуры t образца:
1 — предел прочности $\sigma_в$; *2* — сопротивление разрыву $\sigma_к$; *3* — предел текучести $\sigma_т$; *4* — наибольшая деформация e_{max}; *5* — относительное поперечное сечение ψ при разрушении; *6* — площадь сечения F при разрушении

Процесс усталостного разрушения отражается на форме излома. Макроскопически поверхность усталостного излома имеет две основные зоны: одна — образовавшаяся от циклического распространения трещин и имеющая более мелкозернистый, сглаженный характер, другая — возникающая при быстропротекающем окончательном разруше-

нии — «доломе», обычно имеющая кристаллический, более крупнозернистый характер хрупкого или квазихрупкого излома. Доля F_b вязкой части излома (как характеристика степени вязкости разрушения наряду с e_{max}) наиболее чувствительна к изменению характера разрушения с понижением температуры.

В условиях резкого уменьшения площади сечения *6* (рис. 2.4) при разрушении, начале уменьшения относительного поперечного сечения *5* образца и наибольшей деформации *4* температура характеризуется как температура перехода от вязкого к квазихрупкому состоянию, то есть состоянию, при котором поверхность разрушения становится кристаллической, резко уменьшается пластичность, а разрушающие напряжения остаются выше предела текучести. Температура такого перехода характеризуется как первая критическая температура перехода t_1. При второй критической температуре t_2 перехода от квазихрупкого состояния к хрупкому $\sigma_к = \sigma_т$.

Значения критических температур заметно повышаются с увеличением размеров сечений и достигают положительных значений. При возрастании площади сечения на три порядка прирост составляет 100—120° С для малоуглеродистой стали. Температурный запас вязкости, по Н. М. Давиденкову, определяют из соотношения

$$\eta_т = (T_э - T_к)/T_э,$$

где $T_э$ — минимальная температура металла в условиях эксплуатации, *К*; $T_к$ — первая критическая температура, *К*.

Согласно критериям разрушения (их принято называть теориями прочности), разрушение тела происходит в тот момент, когда в некоторой точке определенная комбинация параметров (напряжение, деформация и т. д.) достигает своего критического значения. При таком подходе сам процесс разрушения полностью игнорируется. В современных расчетах на прочность основным является критерий прочности, который принимают в зависимости от типа материала и условий эксплуатации. Теоретическая прочность, полученная на основе данных о силе сцепления атомов в твердом кристаллическом теле, в десятки и сотни раз больше технической прочности, полученной при испытании образца. Объяснение этому дал А. Ф. Иоффе в 1920 г. на примере кристалла каменной соли: до погружения в горячую воду его прочность составляла менее одного мегапаскаля, а после погружения около 20 МПа только в два раза меньше теоретической. Горячая вода сняла поверхностный слой, а с ним и многочисленные раны (щербины, царапины, трещины и другие дефекты). Исправление дефектной структуры кристалла увеличивает его прочность на несколько порядков и приближает к теоретической. Исследование образования и развития трещин является одной из задач механики разрушения. Академик Ю. Н. Работнов отметил, что в настоящее время под механикой разрушения понимают не только условия, при которых в теле распространяется трещина или система трещин. На самом деле предмет механики разрушения гораздо шире. В ряде случаев в металлах под действием нагрузки при высоких температурах разрушение носит рассеянный ха-

рактер: во всем объеме на границах зерен накапливаются поры, сливаются между собой и, наконец, объединяются в макротрещину. Механика разрушения в широком смысле этого понятия включает в себя ту часть науки о прочности материалов и конструкций, которая связана с изучением несущей способности тела либо без учета, либо с учетом начального распределения трещин, а также с изучением различных закономерностей развития трещин.

В соответствии с классической теорией упругости расчет несущей способности тела сводится к определению напряжений и деформаций, определению комбинации параметров критического состояния в каких-либо точках тела. Нужно еще учитывать условия, при которых трещина может оставаться в равновесном состоянии, не развиваясь. Управление процессом разрушения и знание его закономерностей имеют огромное значение для практики.

Таким образом, интенсивность усталостного разрушения зависит не только от величины нагрузки, но и от симметричности и интенсивности ее изменения, температуры среды при заданных физико-химических свойствах материала конкретной детали.

Зависимость усталостных разрушений от условий нагружения. В процессе эксплуатации детали изнашиваются, в них накапливаются повреждения, которые могут привести к поломкам. Разрушение детали может быть следствием чрезмерно больших динамических нагрузок из-за грубых отклонений нагрузки от допустимой, которые могут возникнуть при любом пробеге с начала эксплуатации.

Статическая прочность детали не зависит от предварительного нагружения, а усталостная прочность зависит. Установить связь между усталостной прочностью и сроком службы деталей можно лишь для конкретных условий эксплуатации. Прочность и долговечность деталей определяют по физическим нагрузкам, полученным измерениями при испытании опытных образцов автомобилей, а также по расчетным нагрузкам с учетом переменного нагружения механизмов автомобиля. При переменных нагрузках, непрерывно действующих в процессе эксплуатации, возникают усталостные трещины, которые в определенных условиях могут стать причиной усталостного разрушения.

Следовательно, в процессе эксплуатации могут быть две группы внезапных отказов: первая — хрупкое разрушение при напряжениях, превышающих предел прочности детали, вторая — отказы, возникающие в результате постепенного необратимого накопления усталостных повреждений детали, которое проводит к развитию усталостных трещин и изнашиванию при механических воздействиях.

Исследованиями и практическими наблюдениями установлено, что разрушение деталей при многократном нагружении происходит при значительно меньших напряжениях, чем при однократном нагружении, иногда даже при напряжениях, меньших предела упругости. Критериями усталостного разрушения металлов являются предел выносливости (предел усталости) и долговечность.

Пределом выносливости называют наибольшее напряжение цикла, которое металл образца выдерживает без разрушения при неограниченном числе циклов нагружения. Наименьший предел выносливости σ_{-1} при симметричном цикле, когда σ_{max} и σ_{min} равны по абсолютной величине, соотношение $-\sigma_{min}/\sigma_{max}$. Выносливость σ_{-1} стали при изгибе выше, чем при кручении $\sigma_{-1к}$ и растяжении-сжатии $\sigma_{-1р}$:

$$\sigma_{-1к} = (0{,}57 - 0{,}62)\,\sigma_{-1}; \quad \sigma_{-1р} = (0{,}7 - 0{,}8)\,\sigma_{-1},$$

поскольку и при кручении и при растяжении-сжатии в напряженном состоянии оказывается все сечение детали, а потому и вероятность проявления слабых мест больше, чем при изгибе. Разрушение от усталости часто является результатом дефектов обработки поверхности детали, образования концентраторов напряжений на границе участков ожога при шлифовании, неравномерного наклепанного слоя.

Между значениями шероховатости поверхности и пределом выносливости существует простая экспоненциальная зависимость. С уменьшением шероховатости поверхности уменьшается количество концентраторов напряжений, с увеличением остаточных сжимающих напряжений, интенсивности и глубины наклепа увеличивается выносливость стали в воздушной среде.

Установлены пропорциональные зависимости предела выносливости от статических механических характеристик $\sigma_{-1} = a + bx$, где x — предел текучести $\sigma_т$ или предел прочности σ_b, или твердость НВ.

На предел выносливости оказывают влияние главным образом вид напряженного состояния, величина и знак максимального и минимального нагружений и степень асимметрии цикла. Для повышения выносливости необходимо сочетание переменной и статической напряженности. У металла в хрупком состоянии статическая составляющая напряженности увеличивает выносливость в области статического сжатия, что широко используют в технологии поверхностного упрочнения деталей машин.

Вторым критерием усталостного разрушения является долговечность — число циклов нагружения, при котором в данных условиях испытания происходит разрушение (рис. 2.5, кривая *1*). При многократном нагружении в металле вначале накапливаются необратимые изменения, которые приводят к возникновению микроскопических трещин, затем к их увеличению и углублению внутрь изделий по его сечению с последующим хрупким разрушением металла. Кривая повреждаемости *2* показывает связь между числом циклов нагружения и напряжениями, при которых раз-

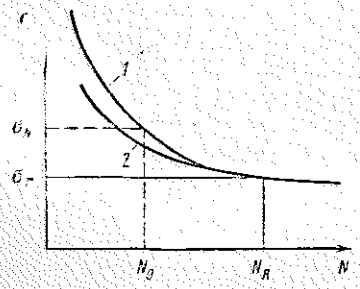


Рис. 2.5. Кривые выносливости *1* и повреждаемости *2* стали

рушения металла еще нет, но уже происходят необратимые изменения его свойств и появляются первые усталостные трещины.

Усталостное разрушение связано с пластической деформацией, при которой происходит взаимодействие дислокаций, скопление вакансий и зарождение усталостных трещин. Большую роль играют адсорбция, диффузия, коррозия.

При циклическом деформировании скорость протекания локальных пластических деформаций на несколько порядков выше, чем при статическом нагружении, поэтому и интенсивность процесса генерирования дислокаций, их движение, каогуляция и аннигиляция вакансий выше.

Первую группу внезапных отказов (грубое нарушение условий эксплуатации) прогнозировать невозможно, вторую (усталостные разрушения) можно при известной величине напряжений в рабочем сечении детали. Для определения величины напряжения необходимо знать нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации, с учетом трогания с места, разгона и торможения, подсчитать эквивалентные напряжения, характеризующие усталость материала при определенном характере изменения нагрузок. Иногда для определения контактной прочности и износа той или иной детали пользуются средней нагрузкой, скорректированной для нестационарного режима. Частота и амплитуда нагрузки зависят от качества дорожного покрытия (его микропрофиля), скорости движения автомобиля, мощности и типа двигателя, от колебательных свойств конкретного узла автомобиля.

Зависимость пробега или времени работы до разрушения от условий нагружения получают экспериментальным путем в виде кривой выносливости. Были попытки описать ее в виде аппроксимирующих уравнений, однако их недостатком является то, что они не несут в себе физического смысла.

Закономерность разрушения можно установить математическим моделированием реальных физических процессов, основных факторов, определяющих интенсивность разрушения детали. В заданных эксплуатационных условиях интенсивность разрушения конкретного материала зависит от условий нагружения, величины нормальных и тангенциальных напряжений. При обосновании аналитической зависимости пробега или времени работы, например редуктора заднего моста до выкрашивания поверхности зуба на определенной площади, за исходное положение было принято, что интенсивность разрушения поверхности пропорциональна давлению на поверхности трения или напряжению в сечении.

Правомерность принятого допущения вполне оправдана, может быть объяснена с помощью закона Гука, согласно которому удлинение в зоне упругих деформаций пропорционально напряжению. Усталостное разрушение происходит в зоне упругих деформаций или близкой к ней. По данным П. Людвига, с увеличением скорости деформирования повышается вероятность возникновения хрупкого состояния, так как при этом существенно увеличивается сопро-

тивление образованию пластических деформаций (особенно у малоуглеродистых сталей). Кривая деформирования в упругопластической области по мере увеличения скорости деформирования становится, как правило, более пологой и достигает величины сопротивления разрыву (ее рассматривают как независящую от скорости деформирования) при небольших деформациях. Следовательно, с увеличением скорости деформирования уменьшается пластическая деформация, сопутствующая разрушению, то есть разрушение становится более хрупким.

Таким образом, принятое допущение о линейности интенсивности разрушения приложенному напряжению (давлению) вполне реально. Это позволяет дать аналитическое обоснование кривой выносливости, а тем самым и прогнозировать величину площади разрушения, пробег до предельного разрушения поверхности трения, поломки детали.

Увеличение давления на поверхности трения (напряжения в сечении) можно принять пропорциональным площади выкрашивания (разрушения сечения) поэтому и изменение интенсивности разрушения поверхности трения или сечения по мере увеличения площади выкрашивания или трещины в сечении принято линейным:

$$\frac{dF}{dl} = cp = cp_0 + b\Delta F, \qquad (2.1)$$

где p_0 — давление на поверхности трения (напряжение в сечении) при площади разрушения F_0. Минимальная величина давления (напряжения), при котором происходит усталостное разрушение поверхности детали; b — коэффициент интенсификации интенсивности разрушения; ΔF — увеличение площади выкрашивания (разрушения) в долях от первоначальной.

Приведенное уравнение можно записать в виде

$$\alpha_p = \alpha_{0p} + b\Delta F, \qquad (2.2)$$

где α_{0p} — интенсивность разрушения детали, приведенная к началу координат.

Из дифференциального уравнения (2.1) можно определить пробег автомобиля при изменении площади разрушения на величину ΔF, получить зависимость изменения площади разрушения от времени работы или пробега автомобиля

$$l = \frac{1}{b} ln \frac{cp_0 + b\Delta F}{cp_0} = \frac{1}{b} ln \frac{F}{F_0}, \qquad (2.3)$$

где p — давление на поверхности трения (напряжение в сечении) при площади разрушения $F = F_0 + \Delta F$.

Площадь разрушения в процессе эксплуатации увеличивается экспоненциально

$$F = F_0 e^{bl}, \qquad (2.4)$$

Аналогично увеличивается интенсивность разрушения по мере увеличения пробега $\alpha_p = \alpha_{0p} e^{bl}$.

Непосредственную экспериментальную проверку полученной зависимости выполнить невозможно из-за сложности измерения

изменения давления на поверхности трения или напряжения в сечении в реальных условиях. Проще эту зависимость проверить косвенно по изменению площади разрушения, а соответственно и давления (напряжения) в процессе эксплуатации, в зависимости от пробега или времени работы. С этой целью уравнение (2.3) следует решить относительно F. Площадь разрушения в процессе эксплуатации экспоненциально возрастает по мере увеличения пробега после начала разрушения.

Результаты эксперимента очень хорошо подтверждают экспоненциальную зависимость площади разрушения от пробега автомобиля. Так, по результатам исследований суммарная площадь выкрашивания поверхности зуба ведущей шестерни главной передачи в процессе эксплуатации автомобиля ЗИЛ-130 увеличивается экспоненциально:

$$F = 106{,}77e^{0{,}00734l} \text{ мм}^2; \quad F = 1{,}452e^{0{,}00735l} \%.$$

Коэффициенты корреляции 0,866, 0,869 соответственно.

По результатам анализа исследований, выполненных в нашей стране и за рубежом, М. М. Хрущов сделал вполне обоснованный вывод, что усталостная природа разрушения общая и для поверхностного выкрашивания и для обычного усталостного разрушения металла при испытании круговым изгибом. Сходными поэтому являются также кривые, построенные в координатах «напряжение — число циклов до разрушения», получаемые в результате испытания и в том и в другом случаях. Это было проверено на зубчатых передачах, роликах и других деталях из сталей различных марок.

Справедливость приведенного была проверена по результатам испытания на усталость деталей из металла и резины. Из уравнения (2.3) можно определить рабочую величину нагрузки (напряжения, давления) при работе детали до разрушения (заданное число циклов). Она экспоненциально убывает по мере увеличения необходимой долговечности детали при заданном напряжении (нагрузке) разрушения.

Результаты испытаний на усталость могут иметь значительное рассеивание. Так, разрушение полуосей наблюдалось в диапазоне 72 200—657 000 циклов для одного варианта технологии ее изготовления и 61 400—540 400— для второго. Разброс результатов испытаний вызван значительным колебанием глубины закаленного слоя, а также глубиной обезуглероженного слоя на поверхности детали.

Как видно из табл. 2.1, соответствие расчетных и экспериментальных данных, полученных при испытании деталей из различного материала до их разрушения, очень высокое — коэффициент корреляции превышает 0,88. Это дает основание считать зависимость (2.3) закономерностью усталостного разрушения.

Следовательно, в процессе испытаний, при эксплуатации автомобилей можно прогнозировать пробег до предельной величины площади поверхностного или усталостного разрушения детали при заданной величине нагрузки (напряжения) на поверхности трения

Таблица 2.1. Значения параметров зависимости $p_0 = pe^{-bl}$

Материал	Наименование детали	Напряжение p, МПа	Коэффициент b, 1/1000, км	Коэффициент корреляции
Сталь	Болт М 14×0,5	5,26	$-0{,}0323 \cdot 10^4$	—0,926
»	То же	5,741	$-0{,}00355 \cdot 10^4$	—0,93
Сталь 30ХГСН2А	»	5,554	$-0{,}050 \cdot 10^4$	—0,94
То же	»	6,307	$-0{,}00614 \cdot 10^4$	—0,88
Сталь 30ХГСА	Болт М 18×1,5	6,48	$-0{,}0217 \cdot 10^3$	—0,96
То же	»	5,74	$-0{,}272 \cdot 10^{-3}$	—0,899
Резина	Шина 280—508Р	4064 5 *	—0,0164	—0,889
»	Шина 10,00—20Р	4595 8 *	—0,0358	—0,987

* Нагрузка, Н.

Таблица 2.2. Результаты наблюдений за отказом рессор

Контрольное число автомобилей, ед	l	Число отказов, приведенное к началу координат n_0	Пробег, приведенный к началу координат l_0, тыс. км	b, $1/10^3$ км	Коэффициент корреляции	Рессора заднего моста
Зависимость числа отказов n на пробеге автомобиля 20 тыс. км от его пробега l с начала эксплуатации $n = n_0 e^{bl}$						
		Автомобиль-тягач				
19	300	3,25153	—	0,00293	0,62027	Левая
19	300	3,00354	—	0,00332	0,69587	Правая
		Бортовой автомобиль				
20	320	2,50458	—	0,00445	0,81938	Левая
Зависимость наработки до отказа $l_р$ рессоры от l, $l_р = l_0 e^{-bl}$						
		Автомобиль-тягач				
19	300	—	189,12123	—0,00791	—0,74388	Левая
19	300	—	182,85056	—0,00698	—0,82160	Правая
		Бортовой автомобиль				
20	320	—	186,29353	—0,00560	—0,83638	Левая

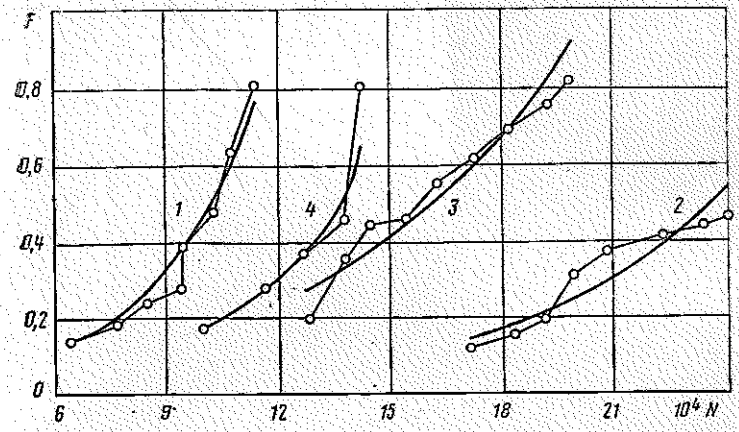


Рис. 2.6. Зависимость площади разрушения F от числа циклов N нагружения лис тов рессоры автомобиля МАЗ-503А. Цифрами обозначены номера листов рессо ры. Данные получены А. А. Ракицким

или в сечении детали, определять величину рабочей нагрузки пр заданном числе циклов нагружения (пробега) до разрушения.

Приведем результаты наблюдений за пробегом автомобиля до разрушени рессор. В процессе эксплуатации автомобиля замену рессор производят в основ ном из-за усталостных разрушений. Можно предположить, что из-за возможны грубых нарушений режима нагружения или длительности работы рессоры разви ваются суб-, микро-, макротрещины, которые становятся причиной разрушени рессоры. Листы рессоры обычно работают в разных условиях, с различным цик ловым нагружением и потому трудно ожидать, что все листы разрушатся одно временно. Первыми выйдут из строя самые нагруженные.

Условия работы вновь поставленного рессорного листа будут более тяжелы ми по сравнению с его предшественником, поскольку ранее работавшие листы рессоры при наличии трещин усталостного типа не смогут нести первоначальную нагрузку, эта разница в нагрузке будет передана на вновь поставленный рессор ный лист.

Для планирования работ по замене рессорных листов (трудоемкост работ и количества запасных рессорных листов) необходимо установить зависи мость пробега автомобиля до очередной замены рессоры от пробега автомобил с начала эксплуатации, проверить ее на реальных автомобилях.

Пробег автомобиля до замены сломанного из-за усталости листа рессоры про порционален предельной величине трещины перед доломом и обратно пропорцио нален интенсивности развития трещины в процессе эксплуатации при установив шихся условиях нагружения. Интенсивность развития трещины в процессе экс плуатации автомобиля можно установить при известной зависимости площади разрушения в сечении листа рессоры от продолжительности эксплуатации авто мобиля с трещиной в сечении рессоры.

Зависимость площади усталостного разрушения от продолжительности экс плуатации является общей для прогнозирования усталостного разрушения по верхности зуба шестерни и детали по всему сечению — площадь разрушения экс поненциально возрастает по мере эксплуатации. Интенсивность разрушения соот ветственно экспоненциально возрастает, и пробег автомобиля до отказа рессоры экспоненциально убывает. Для рессорных листов прямоугольного сечения за кри терий долговечности можно принять интенсивность развития трещины по глуби не сечения. Справедливость перечисленных аналитических зависимостей была под тверждена результатами наблюдений за отказом рессор, у которых первые три листа были одинаковыми (табл. 2.2). На основе приведенного можно сделать вы-

Таблица 2.3. Параметры зависимости площади разрушения листов рессоры от числа циклов нагружения, $F = F_0 e^{bN}$

Номер листа рессоры	Наибольшее число N циклов нагружения	Площадь разрушения, приведенная к началу координат F_0	b, $1/10^3$ км	Коэффициент корреляции
1	113 820	0,01544	0,03434	0,99565
2	241 360	0,00545	0,01919	0,92678
3	198 200	0,03468	0,01646	0,94007
4	142 440	0,00720	0,03145	0,95817

вод, что усталостные разрушения можно прогнозировать при наличии первоначальных результатов наблюдений, кроме того, можно прогнозировать и расход деталей из-за усталостных разрушений. Справедливость полученных зависимостей усталостного разрушения от условий нагружения подтверждают и результаты экспериментов в частности, зависимость, полученная А. А. Ракицким (рис. 2.6). Коэффициент корреляции составляет не менее 0,926 (табл. 2.3). Эти данные еще раз подтверждают экспоненциальную закономерность изменения площади разрушения от числа циклов нагружения.

Предельное число циклов, при котором происходит долом, зависит от величины исходного напряжения — чем меньше напряжение, тем меньше интенсивность разрушения (рис. 2.7) и площадь сечения детали при доломе. По экспериментальным данным можно записать

$$F_д = \sigma/\sigma_в, \qquad (2.5)$$

где $\sigma_в$ — предел прочности.

Интенсивность разрушения каждой детали зависит от физико-механических свойств с ней связанных. Так, замена одного из листов рессоры облегчает напряженность остальных листов и интенсивность их разрушения падает. Как видно (рис. 2.8), критерий выносливости для первого листа линейно уменьшался от 0,873 до 0,091, когда происходил долом этого листа. Критерий выносливости четвертого листа линейно снижался от 0,757 до 0,344. В этот момент первый лист был заменен новым (см. штриховую линию на рис. 2.8) и интенсивность снижения критерия выносливости была уменьшена. Замена первого листа была произведена в момент, близкий к доломy четвертого.

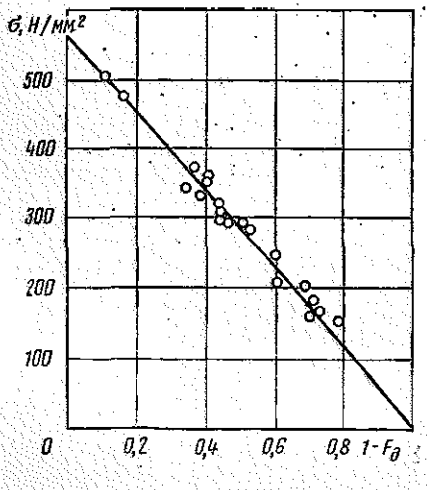


Рис. 2.7. Зависимость относительной предельной величины повреждения ($1-F_д$) от величины максимального напряжения σ цикла для исследованных образцов

На увеличение усталостной трещины в третьем листе заметное влияние оказало разрушение первого листа и повреждение четвертого. После установки нового первого листа интенсивность повреждения снизилась. Еще большее снижение интенсивности произошло после замены разрушенного четвертого листа в интервале значений критерия выносливости от 0,354 до 0,085. Третий лист заменили сразу после долома. Повреждение второго листа протекало интенсивно, затем процесс был заторможен заменой третьего листа. Однако при медлен-

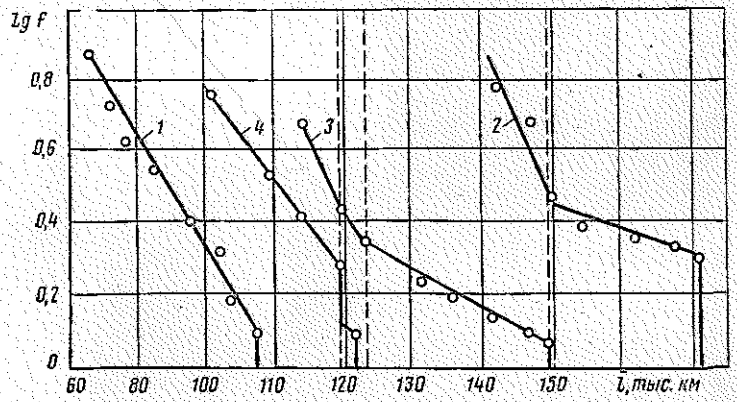


Рис. 2.8. Зависимость критерия выносливости $lg\,F$ рессорных листов от пробега l с начала эксплуатации автомобиля: Цифрами обозначены номера листов рессоры

ном снижении критерия выносливости произошел преждевременный долом второго листа из-за вторичного разрушения первого (коренного) листа.

И наоборот, из-за появления трещин в других листах нагрузка на вновь поставленное увеличивается и потому сокращается число циклов (пробег автомобиля) до их разрушения.

Необходимо учесть, что площадь долома вновь поставленного листа будет больше, чем у ранее работавшего. Она не будет постоянной и будет увеличиваться пропорционально величине напряжения, с которым начинает работать вновь поставленный лист рессоры.

Для объяснения процесса усталостного разрушения используют аналогию между процессами поглощения энергии кристаллической решеткой при механическом нагружении до разрушения и при нагреве металла до расплавления. Это положение принято за основу структурно-энергетической теории усталости металлов. По этой теории явление усталости связано с развитием в локальных объемах дислокаций до их критической плотности, при которой дальнейшее поглощение энергии кристаллической решеткой приводит к нарушению межатомных связей. Структурно-энергетическая теория в настоящее время наиболее полно и всесторонне объясняет физику процесса усталостного разрушения, на всех трех этапах, выделяя при этом три этапа разрушения.

За время первого этапа в начальной стадии действия циклических напряжений в металле накапливаются упругие искажения кристаллической решетки, субмикроскопические трещины не образуются. Второй этап начинается при критической величине упругих искажений кристаллической решетки в некоторых частях детали, когда возникают необратимые искажения, субмикроскопические трещины, нарушаются межатомные связи. На третьем этапе процесса субмикроскопические трещины превращаются вначале в микро-, а затем в макротрещины, металл разрушается окончательно

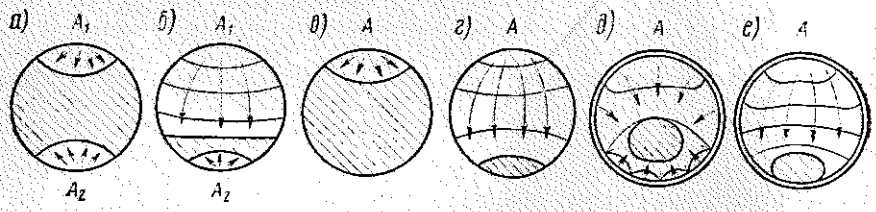


Рис. 2.9. Формы усталостных изломов элементов круглого сечения:
а и *б* — при изгибе в одной плоскости (*а* — высокие циклические напряжения, симметричный двухсторонний рост трещин от точек A_1 и A_2; *б* — низкие напряжения, запаздывание возникновения встречной трещины от точки A_2); *в*, *г* — изгиб при вращении (*в* — высокие напряжения; *г* — низкие напряжения, большая часть излома занята усталостной трещиной, начавшейся в точке *А*); *д* и *е* — изгиб при вращении, наличие концентрации напряжений (*д* — высокие напряжения; *е* — более низкие напряжения)

Форма, соотношение площадей зон, занятых усталостной трещиной и окончательным изломом, зависят от формы сечения элемента, условий нагружения (способа циклического нагружения, концентрации напряжений, параметров среды). Типы усталостных изломов *а* и *б* (рис. 2.9) детали типа вал, ось имеют место при знакопеременном изгибе в одной плоскости, *в* и *г* характерны для вращающихся валов при таком же изгибе. Валы с изломами типов *д* и *е* работали в тех же условиях, что и предыдущие, но имели зоны концентрации напряжений типа галтели или выточки.

В деталях, элементах конструкции с концентрацией напряжений от галтели выточки трещины прорастают по направлениям, перпендикулярным к наибольшим нормальным напряжениям, поверхность излома в области прорастания трещины искривляется. Это происходит потому, что непостоянно распределение по сечению нормальных циклических напряжений в деталях с концентраторами напряжений. Так, у шейки коленчатого вала двигателя трещины усталости в зоне расположения отверстия для смазки, возникшие от крутильных колебаний, наклонены приблизительно под 45° к образующей поверхности шейки.

Таким образом, при наличии данных о распределении нагрузок и соответствующих пробегов можно сравнительно точно прогнозировать пробег автомобиля до отказа в результате постепенного необратимого накопления повреждений, определить такой режим работы, при котором не будут образовываться субмикротрещины.

Влияние среды на интенсивность усталостного разрушения деталей. Из параметров среды на интенсивность разрушения деталей наибольшее влияние оказывает температура, состав газов и скорость относительного перемещения частиц среды. Влияние температуры среды на усталостную прочность было проанализировано ранее; состав газов определяет интенсивность коррозии, а скорость относительного перемещения частиц и их физико-химические свойства — интенсивность эрозионного разрушения. В практических ус-

ловиях необходимо принимать меры по ликвидации или хотя бы ослаблению влияния среды на усталостную прочность деталей.

Коррозия не только разрушает материал, она оказывает существенное влияние на процесс усталости металлов. Трещины усталости в поверхностном слое зарождаются и развиваются при воздействии поверхностно-активных и коррозионных сред. Процесс разрушения металла при одновременном воздействии на него многократного (циклического) деформирования и химически агрессивных сред называют *коррозионной усталостью*. Кислород и другие активные газы при взаимодействии с испытуемым металлом увеличивают скорость распространения трещин, поэтому всякое испытание на усталость фактически представляет собою испытание на коррозионную усталость.

Коррозионная усталость зависит от состояния поверхности после ее упрочнения, от структуры металла, полученной при термической обработке, снижается при увеличении твердости и прочности стали. Выносливость стали в коррозионной среде зависит от продолжительности пребывания в ней металла под нагрузкой, поэтому кривые выносливости не приближаются асимптотически к прямой, параллельной оси абсцисс, а продолжают снижаться. Коррозионную усталость характеризуют величиной напряжения и числом циклов.

Среди коррозионных процессов основная роль принадлежит адсорбции, которая способствует росту числа сдвигов, что в конечном счете приводит к образованию усталостных микротрещин. Процесс усталостного разрушения при одновременном воздействии многократного (циклического) деформирования и адсорбирующихся поверхностно-активных веществ (ПАВ) называют *адсорбционной усталостью*. В зависимости от величины циклической перегрузки, определяющей механизм зарождения трещин усталости и проявления действия внешнего или внутреннего адсорбционного эффекта в результате действия ПАВ, усталостная прочность стали может и снижаться, и повышаться. Интенсивность коррозионного воздействия кислорода воздуха на сталь может быть больше интенсивности адсорбционного понижения прочности.

Промышленные смазочные масла по сравнению с воздушной средой снижают предел выносливости на 5—10%, а при введении в их состав нескольких процентов поверхностно-активных веществ — до 20%.

Общепринятой теории коррозионной усталости металлов нет. Так, по электромеханической теории Эванса из-за локализации анодных процессов в местах концентрации напряжений (в порах, рисках, царапинах, скоплениях дислокаций, вакансий) происходит развитие первичных углублений, увеличение концентрации напряжений, возникают коррозионно-усталостные трещины. По адсорбционно-электрохимической теории Г. В. Карпенко воздействие коррозионной среды на циклически деформированный металл начинается с адсорбции, приводящей к термодинамически неизбежному изменению прочности металла, а также возможное наводорожива-

ние за счет адсорбции водорода на катодных участках металла, что приводит к водородной усталости.

При испытании в среде нейтрального масла долговечность деталей выше, чем при испытании их на воздухе, так как нейтральное масло препятствует адсорбции кислорода на ювенильных поверхностях, зарождающихся в поверхностном слое трещин усталости и тем самым обеспечивает благоприятные условия для залечивания трещин в процессе трения. Окисные пленки значительно снижают адсорбционный эффект ПАВ. Поверхностно-активная среда, возбуждая источники генерирования дислокаций, способствует локальному росту касательных нормальных напряжений на границах зерен, что приводит к образованию и развитию микротрещин.

Таким образом, пленки вторичных структур в большей, а окисные пленки в меньшей степени препятствуют адсорбции ПАВ и способствуют деформационному залечиванию возникающих субмикротрещин. Окисные пленки оказывают экранирующее влияние при адсорбционной усталости, тонкий смазочный слой уменьшает коррозионное действие кислорода воздуха. При совместном действии газовой среды, поверхностно-активной смазки и нагрузки трением долговечность увеличивается за счет деформационного залечивания трещин усталости.

Положительное влияние окислительного и теплового изнашиваний на предел выносливости объясняется снижением шероховатости поверхностей трения, упрочнением поверхностного слоя, возникновением остаточных сжимающих напряжений. Одним из путей эффективного повышения долговечности деталей, которые подвергаются нагружению и циклической нагрузкой и трением, является оптимизация сочетания газовой среды, смазки, скорости скольжения и давления в зоне трения.

Из анализа влияния коррозии на усталостную прочность деталей необходимо отметить следующие основные положения.

Во-первых, в коррозионной среде концентраторы напряжений, шероховатость поверхности, прочность металла и некоторые другие его характеристики не являются столь решающими, как в атмосферной среде. Так, условный предел выносливости деталей из углеродистых и низколегированных сталей при циклических нагрузках в агрессивной среде почти одинаков при изменении класса шероховатости от 3 до 12. Для большинства углеродистых, легированных и нержавеющих сталей коррозионная среда ослабляет отрицательное влияние концентраторов напряжения. Поверхностная закалка оказывает положительное влияние, поверхностный наклеп на многие стали либо не оказывает влияния, либо сказывается отрицательно.

Во-вторых, при развитии коррозионной усталости предел выносливости становится условным, величина которого у многих сталей в десятки раз ниже предела выносливости того же металла в нейтральной среде, кривая выносливости продолжает снижаться на тех участках, где при нейтральной среде она асимптотична оси абсцисс.

В процессе эксплуатации активная среда способствует возникновению системы трещин и приводит к снижению сопротивления усталости вследствие местных коррозионных повреждений, например, на поверхности звена автомобильной рессоры, работающей на изгиб. Знание закономерностей и условий возникновения и развития трещин позволяет управлять процессом разрушения, что имеет огромное значение для практики.

2.2. КОРРОЗИОННОЕ И ЭРОЗИОННОЕ РАЗРУШЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Коррозия деталей автомобилей возникает при одновременном воздействии агрессивных сред и больших механических нагрузок. С практической точки зрения необходимо знать виды коррозии, влияние ее на усталостную прочность деталей, методы защиты деталей и узлов машин, в частности, автомобильных кузовов.

Виды коррозии. Под коррозией металлов понимают их разрушение вследствие химического или электрохимического взаимодействия с коррозионной средой. При *химической коррозии* и происходит взаимодействие металла с коррозионной средой, при котором его окисление и восстановление окислительной компоненты среды протекают одновременно. При *электрохимической коррозии* взаимодействие металла с коррозионной средой (раствором электролита), ионизация атомов металла и восстановление окислительной компоненты коррозионной среды протекают не одновременно и их скорости зависят от электронного потенциала на границе коррозионной среды и детали. Коррозионный процесс является трехстадийным гетерогенным процессом на границе двух фаз: перенос реагирующих веществ к поверхности раздела фаз, то есть к зоне реакции на первой стадии, собственно гетерогенная реакция — на второй, отвод продуктов из зоны реакции на последней, третьей стадии.

Темпы (интенсивность) коррозии зависят главным образом от скорости диффузии реагентов к поверхности металла и продуктов реакции в обратном направлении, химических и электрохимических реакций. Скорость последних обусловливается энергией активации взаимодействия металла с коррозионной средой. Возможность или невозможность самопроизвольного процесса коррозии определяется законом изменения термодинамического потенциала.

Коррозионный процесс обусловлен электротоком, величина которого зависит от разницы потенциалов, участвующих в процессе веществ:

$$I = \frac{(V_B - V_A)}{R},$$

где V_B, V_A — эффективные электродные потенциалы; R — омическое сопротивление.

Разность потенциалов на границе, например, капли атмосферной влаги и поверхности металла, достигает 6 В. Исключение сос-

тавляет газовая коррозия, когда электрический ток не возникает из-за отсутствия разницы потенциалов.

Закономерности протекания химической коррозии те же, что и в процессе окисления металлов. На поверхности металла либо образуется пленка кислорода, адсорбированного на чистой поверхности (химическая адсорбция), либо молекулярный кислород закрепляется на поверхности предыдущего слоя (физическая адсорбция), либо увеличивается толщина пленки окисла (реакция окисления).

Скорость окисления U металлов увеличивается с повышением температуры T, так как диффузия является термически активируемым процессом, зависимость можно выразить уравнением Аррениуса

$$U = Ae^{-\frac{v}{RT}},$$

где A — постоянная; U — энергия активации процесса окисления; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура.

Толщина пленок окисла для применяемых на практике металлов увеличивается по параболитической зависимости, так как по мере утолщения пленки тормозится процесс диффузии реагентов,

$$y^n = k\tau,$$

где n — показатель степени; k — постоянная; τ — время.

Для Cd, Al, Sn, Be, Cu, Ni, Fe, Cr и других металлов толщина окалины увеличивается по квадратичной зависимости, т. е. $n=2$, однако для Cu, Ni, Fe при высоких температурах $n>2$, в других случаях $1<n<2$. На параметры зависимости $y=\varphi(\tau)$ влияет температура металлов. Так, у железа при температуре до 673 К и у меди до 373 К толщина пленок увеличивается по логарифмическому закону, а в диапазоне температур соответственно 773—1373 и 573—1273 К — по параболическому. Линейный закон роста пленок наблюдается при окислении металлов, на которых образуются пленки с низкими защитными свойствами. Процесс электрохимической коррозии можно рассматривать как результат работы коррозионных гальванических элементов, взаимодействия металла с электролитом (вода, водные растворы солей, кислот, оснований и расплавы солей) с переносом вещества по законам электролиза.

Частными случаями химической и электрохимической коррозии являются газовая, в неэлектриках, в электролитах, атмосферная, контактная, щелевая, под напряжением, фреттинг-коррозия.

Так, газовая коррозия является частным случаем химической коррозии в активных газовых средах при повышенной температуре (в таких условиях работают клапаны, цилиндры, поршни и выхлопные трубы двигателей внутреннего сгорания). Агрессивными свойствами обладают не только кислород, но и пары воды, углекислота, сернистый газ, хлор, сероводород, уровень их влияния зависит от металла — в среде сернистого газа устойчивость меди гораздо выше, чем железа, никеля, кобальта. При газовой коррозии клапанов

и выхлопной трубы образуется окалина. Окалинообразование экспоненциально усиливается по мере роста температуры нагрева, а следовательно, и скорости химических реакций, и коэффициента диффузии. При циклических изменениях температуры в окалине возникают внутренние напряжения (из-за большой разницы коэффициентов линейного расширения — у окалины он гораздо меньше, чем у металла), она разрушается.

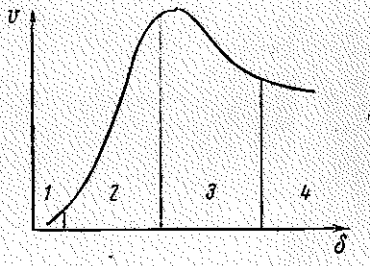


Рис. 2.10. Зависимость скорости v атмосферной коррозии от толщины δ слоя влаги на поверхности металла:
1 — поверхность сухая; *2* — влажная; *3* — мокрая; *4* — в электролите

Механизм коррозии в неэлектриках также химический, наблюдается он при воздействии агрессивных органических веществ: растворителей (бензол), жидких топлив (мазут, керосин, бензин), смазочных масел. Коррозионная активность смазочных масел зависит от содержания серы в свободном состоянии, в виде соединений, агрессивных продуктов окисления смазочного масла, хлора, йода и других активных элементов противозадирных присадок. При попадании в масло воды механизм процесса становится электрохимическим.

Коррозия в электролитах возникает при наличии агрессивных электропроводящих жидкостей (вода, водные растворы).

Потери металла от атмосферной коррозии составляют более половины общих потерь металла по причине коррозии. В зависимости от толщины слоя влаги на поверхности металла различают (рис. 2.10) сухую влажную и мокрую коррозию. При сухой коррозии на металле образуются тончайшие, невидимые глазом, окисные пленки, скорость коррозии минимальная. При капиллярной, адсорбционной или ионной конденсации на поверхности образуется невидимый слой влаги, который значительно повышает скорость коррозии, вплоть до максимума.

Скорость мокрой коррозии (на поверхности металла видимая пленка жидкости при капельной конденсации: дождь, снег, 100%-ная влажность) ниже, чем влажной, так как слой жидкости затрудняет диффузию кислорода. При полном погружении в электролит скорость коррозии еще меньше.

Контактная коррозия возникает при наличии электролита в зоне разнородных металлов и однородных, соединенных сваркой, пайкой, болтами и заклепками. Одна из деталей может быть и неметаллической. Скорость коррозии бывает достаточно высокой, так, в контакте стали с полиизобутиленом она достигает 10,6 мг/м² в сутки, при контакте с краской, медицинской резиной — 31 мг/м² в сутки. Металл с бóльшим отрицательным потенциалом разрушается со скоростью, значительно превышающей скорость коррозии пары металлов в отсутствие контакта.

При наличии щели между контактирующими металлами и электролитом в ней происходит *щелевая коррозия*. Этот же процесс возможен и при контакте металла с неметаллом. От такого вида коррозии разрушаются клапанные устройства, калиброванные дозирующие отверстия, гильзы цилиндров под резиновыми уплотнительными манжетами, цистерны в зоне ватерлинии. Под действием механических сил от давления накапливающихся продуктов коррозии разрушение металла усиливается при щелевой и контактной коррозии. В щели, например, давление достигает 28—49 МПа.

Одновременное воздействие деформации и коррозионной среды способствует *коррозии под напряжением*. В процессе деформирования металл запасает энергию, тем самым снижается его термодинамическая стабильность, повышается реакционная активность деформированных металлов при коррозии. При наличии в металле внутренних напряжений нарушается защитная пленка на поверхности металла, что способствует коррозии. Такому виду коррозии подвержены оси автомобилей, рессоры, клапаны двигателей внутреннего сгорания.

Фреттинг-коррозия возникает при колебательном перемещении двух поверхностей относительно друг друга в коррозионной среде. Коррозионные разрушительные процессы интенсифицируются вибрацией, поэтому следует поддерживать должную работоспособность демпфирующих элементов, чтобы сдерживать вибрацию и распространение упругих волн в деталях.

Процессы коррозии весьма сложны и только часть их удается моделировать математически, остальные представляются в виде аппроксимирующих уравнений. Например, по Г. А. Малышеву количество очагов коррозии разных видов в кузовах легковых автомобилей увеличивается со временем τ, т. е. $N=7e^{b\tau}$, а площадь коррозии $F=F_0e^{(3,3+b\tau)}$.

В настоящее время разработаны методы защиты от коррозии деталей машин и конструкций. Некоторые из этих методов успешно используют для уменьшения коррозии автомобильных деталей.

Защита деталей конструкций от коррозии. Защиту деталей из углеродистых и малолегированных сталей от коррозии производят механическими, электрохимическими, химическими методами. На детали наносят металлические, электрохимические, химические, полимерные, лакокрасочные покрытия, выполняют их химико-термическую обработку.

При анодных металлических покрытиях цинком, кадмием, хромом, никелем, медью, оловом обеспечивается не только механическая, но и электрохимическая защита. Металлические покрытия наносят гальваническим, диффузионным методами или методом напыления.

Фосфатирование деталей, работающих в смазочном масле, позволяет создать на поверхности детали фосфатную пленку, которая является очень хорошим грунтом для нанесения лакокрасочных покрытий. Перед окраской рекомендуется детали дополнительно обработать раствором хромпика.

Полимерные покрытия защищают стальные детали от атмосферной коррозии, значительно повышают долговечность их работы даже в сильно агрессивных средах. При высыхании, например, лакокрасочных материалов образуется защитная масляная или полимерная пленка.

Для химико-термических методов обработки деталей из углеродистой и малолегированной стали чаще всего применяют антикоррозионное азотирование при температуре 650°С в течение 3 ч с последующим охлаждением в масле.

Детали из алюминиевых сплавов защищают от коррозии путем создания плотной окисной пленки анодной обработкой (оксидированием) или химическим оксидированием, металлическими покрытиями с помощью плакирования или металлизации напылением, соединения их с более активными металлами, лакокрасочными покрытиями.

В процессе эксплуатации детали от коррозии защищают электрохимическим методом, обработкой коррозионной среды и покрытиями. *Электрохимическая защита* тормозит катодные или анодные процессы. При катодной защите поверхности детали поляризуют с помощью протекторов или внешнего тока до потенциала определенной величины. Присоединенный к детали протектор из металла или сплава с более отрицательным потенциалом, чем у металла детали, становится растворимым анодом, а деталь — катодом короткозамкнутого гальванического элемента. При этом коррозия детали резко снижается или прекращается совсем. В качестве протекторов для стальных деталей используют сплавы магния, цинка, алюминия.

Обработкой коррозионной среды уменьшают скорость коррозии металлических деталей. Например, коррозионную активность большого количества воды снижают удалением из нее кислорода, либо нагреванием воды до температур, при которых растворимость кислорода резко снижается, либо продувкой воды коррозионно-инертными газами, либо фильтрацией горячей воды через слой стальных обезжиренных стружек или через фильтр, заполненный сульфидом железа.

При ограниченном объеме жидкости применяют ингибиторы коррозии, специальные добавки. Ингибиторы могут быть анодными или катодными по механизму защитного действия, органическими или неорганическими по составу; для растворов и летучие — по условиям применения, для кислотных, щелочных и нейтральных сред — по целевому назначению. Об эффективности ингибиторов можно судить по такому примеру: добавка ингибиторов в моторное топливо и масло в 2—3 раза повышает ресурс двигателей. Особенно эффективны ингибиторы атмосферной коррозии.

Органические ингибиторы уменьшают скорость коррозии металлов в растворах кислот как за счет повышения интенсивности выделения водорода, так и за счет адсорбции на поверхности металла. Летучие ингибиторы имеют высокую упругость пара, поэтому быстро заполняют окружающую атмосферу, адсорбируются на металли-

ческих поверхностях и тем самым защищают их от атмосферной коррозии.

Широкое распространение получили и защитные покрытия. К ним относятся, например, лакокрасочные покрытия, фенолальдегидные, полихлорвиниловые и другие смолы, покрытия резиной (гуммирование). Наносят их на очищенную от ржавчины поверхность, в процессе эксплуатации покрытия при необходимости восстанавливают. Для защиты от коррозии деталей и узлов автомобилей принимают главным образом покрытия. Из узлов и агрегатов автомобиля наиболее подвержены коррозии кузова автобусов, легковых автомобилей, оперение грузовых. К тому же коррозия снижает усталостную прочность деталей и представляет большую опасность для таких агрегатов, как передний мост (поворотный кулак) и рулевое управление. Защита от коррозии эффективна при наличии методов объективного контроля коррозии и качества защитных средств. К сожалению, приборы для этой цели выпускают малыми сериями.

Эрозия. *Эрозионным разрушением* деталей автомобиля называют процесс изменения размеров деталей (повреждения) при динамическом воздействии на материал механических частиц или электрических разрядов. Механические частицы могут быть твердыми, жидкими или газообразными.

В зависимости от характеристик механических частиц различают газовую, кавитационную, абразивную и электрическую эрозии. При газовой эрозии материал разрушается под действием механических и тепловых воздействий газовых молекул, при кавитационной — парогазовых пузырьков и капелек жидкости, при абразивной — мелких частиц повышенной твердости, при электрической — под действием электрических сил.

Газовую эрозию можно наблюдать у клапанов, поршневых колец и на зеркале цилиндра двигателя внутреннего сгорания. Поверхность при газовой эрозии разрушается в результате контакта с динамическим потоком главным образом раскаленных газов. Кавитационную эрозию можно наблюдать на наружной поверхности гильзы в результате вибрации двигателя. Этому сопутствует и процесс электрохимической коррозии. В результате образования и быстрого сокращения кавитационных пузырьков возникают локальные гидравлические удары большой силы.

Гидроабразивному виду разрушения подвержены плунжерные пары, гильзы цилиндров дизельных двигателей, трубопроводы и детали, работающие в потоках воды и смазочных масел. Интенсивность разрушения при газо-гидроабразивной эрозии зависит не только от энергии удара твердости, прочности, размера и геометрии частиц в потоке жидкости или газов, но и от угла наклона вектора скорости абразивных частиц к поверхности детали (от угла атаки), она максимальна при угле атаки 30—70°.

Электроэрозионному разрушению под действием дугового или искрового разряда в результате испарения или выбро-

са металла в виде капель (контакты прерывателя-распределителя) подвержены токопроводные материалы.

Кроме электроэрозионного разрушения в зависимости от глубины нагружения поверхности детали и специфики процесса повреждения физический механизм разрушения может быть еще механико-химическим, микроударным и термическим.

Наименьшей интенсивность поверхностного разрушения бывает при механико-химической форме эрозии. Разрушение в этом случае происходит в поверхностных слоях субмикроскопической толщины в результате уноса трансформированных пленок вторичных структур. Вторичные структуры образуются так же, как при механико-химической форме абразивного изнашивания, т. е. путем специфической пластической деформации тончайших поверхностных слоев, их структурно-термической активации и последующей пассивации в результате взаимодействия с активными элементами среды. Механико-химическая форма является наиболее распространенной формой разрушения деталей при их работе в относительно низкоскоростном потоке газов, жидкостей, твердых частиц. Интенсивность эрозии невелика и стабильна по времени, поверхность детали полированная.

При микроударном механизме эрозии энергия локальных импульсных ударов вызывает пластическую деформацию, структурные или фазовые превращения в микрообъемах, соизмеримых с размерами зерна металла и отдельными структурными составляющими. Поэтому возрастает роль границ зерен и отдельных структурных составляющих сплавов в процессе зарождения и развития микротрещин на стадии разрушения. Этот механизм разрушения наиболее ярко проявляется при кавитации.

Термический механизм эрозии проявляется при воздействии на материал раскаленного газового потока, под действием которого ослабевают связи между частицами металла, происходит вынос частиц газовой струей. Физические механизмы и кинетика процесса разрушения полностью не изучены.

Для уменьшения коррозионного и эрозионного разрушения деталей необходимо: максимально герметизировать узлы трения; тщательно восстанавливать защитные покрытия; не допускать контакта материалов, способствующих развитию коррозионного разрушения (оцинкованные детали, например, при разрушении вызывают коррозию сопряженных с ними деталей); особо тщательно восстанавливать демпфирующие элементы того или иного механизма, чтобы сдерживать вибрацию и распространение упругих волн в деталях.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля необходимо не только снижать интенсивность накапливания абразивных частиц на поверхности трения и увеличения зазора в сопряжениях, но и исключить действие факторов, способствующих усталостному, хрупкому коррозионному и эрозионному разрушению. В процессе технической эксплуатации можно снизить интенсивность коррозии за счет профилактических покрытий. Интенсивность усталостного, хрупкого разрушения зависит главным образом от режима эксплуа-

тации, скорости относительного перемещения детали и нагрузки на нее. Техническая служба в этом случае должна наладить контроль за техническим состоянием наиболее подверженных этому виду разрушений деталей.

2.3. РАЗРУШЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В процессе работы автомобиля необходимо своевременно обнаружить и по возможности затормозить развитие трещин или хотя бы оценить пробег автомобиля до выхода из строя той или иной детали. Это особенно важно для деталей, обеспечивающих безопасность движения. Условия появления трещин рассмотрены ниже на примере поворотных кулаков и рамы.

Эксплуатационные разрушения поворотных кулаков. Техническое состояние поворотных кулаков можно определить по методике двухстадийного контроля. Наличие, расположение и длину трещин определяют магнитным методом неразрушающего контроля на стенде с механизированным устройством и автоматической системой управления для перемещения соленоида или электромагнитов и стандартного магнитного дефектоскопа. Глубину трещины, зону ее распространения и характер линии фронта определяют на второй стадии контроля ультразвуковым методом.

При восстановлении усталостных свойств поворотной цапфы металл в зоне трещин в верхней и нижней частях галтели удаляют фрезерованием двух диаметрально расположенных пазов цилиндрической формы в сечении. Затем цапфы направляют на повторную дефектоскопию и подвергают упрочнению чеканкой. Расчеты показали, что при глубине паза 2—2,5 мм и длине 20—25 мм момент сопротивления сечения, а следовательно, и напряжение практически остаются без изменения.

Эффективность методики восстановления усталостных свойств поворотных кулаков оценивают путем сопоставления расчетной долговечности новой и восстановленной детали по типичным эксплуатационным спектрам нестационарной нагруженности. При эксплуатационных испытаниях фиксируют поверхностное разрушение на посадочных поверхностях, величину износа шеек и состояние смазки на контактирующих поверхностях шеек. Пробы смазки с контактирующих поверхностей исследуют на электронном микроскопе.

По мере удаления от края трещины микротвердость уменьшается и на расстоянии 0,15—0,20 мм стабилизируется в пределах 2400—2500 МПа. От поверхности детали к вершине трещины микротвердость вначале плавно уменьшается, а на расстоянии 0,5—0,7 глубины трещины — возрастает. В непосредственной близости к вершине микротвердость достигает 2900—3000 МПа. Возрастание степени деформированности металла к вершине трещины усталости по существующим гипотезам может быть причиной снижения скорости ее развития и продвижения усталостного повреждения в глубь детали.

На шейках кулаков в процессе эксплуатации возникают и развиваются очаги фреттинг-коррозии. Макро- и микроисследования показали, что у 75—90% разрушенных деталей, на участках, пораженных фреттинг-коррозией, образовались каверны различного вида.

Пластическая деформация поверхности шеек поворотного кулака значительна и локализована в тонких поверхностных слоях металла (микротвердость повышается до 4200 МПа по мере приближения к поверхности шейки), в зоне контакта происходит перемещение и дробление блоков, фрагментов и зерен металла, приводящее к повышению физико-химической активности поверхностных слоев.

Основной причиной снижения (в три раза) предела выносливости наплавленных образцов цапф является разница в структурных составляющих (мартенсит, бейнит) с $H_{50}=3100\div5000$ МПа. Участники разнородной структуры в зонах

оплавления служат концентратами напряжений, очагами зарождения и развития трещины. Все изломы направленных образцов произошли в месте обрыва наплавленного металла на расстоянии 19—20 мм от галтели.

В процессе испытания, при ступенчато снижающихся нагрузках, рост трещин прекращается при напряжениях, составляющих примерно 0,6 от исходного предела выносливости. У новых поворотных кулаков и деталей с выбранными усталостными трещинами в процессе испытаний первые макротрещины обнаружились при числе циклов, составляющем в среднем 35—37% от общей долговечности детали.

Средняя долговечность поворотных кулаков автобусов ЛАЗ-695 повышается в 23—24 раза у новых деталей, упрочненных чеканкой галтели, и в 7—8 раз — у деталей, восстановленных фрезерованием паза с последующей чеканкой галтели.

Для повышения долговечности поворотных кулаков при поверхностном разрушении шеек необходимо предупредить фреттинг-коррозию. Это можно сделать применением соответствующей смазки.

Эксплуатационные разрушения рам. Для прогнозирования пробега автомобиля до ремонта рамы даже статическим методом необходимо исследовать напряженность рам в эксплуатационных условиях и разработать методику прогнозирования их ресурса по результатам тензометрирования.

Напряженность рам зависит не только от нагрузки, профиля дороги, скорости движения, но и от условий погрузки-разгрузки. Последнее наиболее характерно для рам автомобилей-самосвалов, у которых при разгрузке динамические нагрузки возрастают в несколько раз.

Напряженное состояние несущих систем транспортных машин характеризуется случайными нагрузками, воздействием на них неровностей пути и других факторов. Частота повторяемости нагрузок в процессе эксплуатации изменяется в десятки раз.

Из-за неровности дороги средние амплитудные напряжения в раме увеличиваются в 4 раза, а ее долговечность уменьшается в 8 раз. Изменение соотношения хорошего и разбитого асфальта со 100 до 50% уменьшает ресурс рам в 2 раза; при изменении соотношения с 50 до 10% — в 4 раза. Изменение скорости движения автомобиля в 2 раза приводит к увеличению напряжения в раме в 1,5—2 раза. Ресурс сварных рам имеет коэффициент вариации 0,16—0,40. Эмпирические ряды распределений ресурса удовлетворительно согласуются с законом Вейбулла.

Прогнозирование среднего ресурса рам на основе их тензометрирования в реальных условиях эксплуатации (нагрузки, скорости движения, микропрофиль дороги) с помощью линейной теории суммирования повреждений, предложенной Пальмгреном для подшипников качения, дает результаты с практически приемлемой точностью.

Величина ошибки прогноза зависит от амплитуды полных нагружений и уменьшается по мере стабилизации нагружения и приближения дисперсии распределения к нулю. По экспериментальным данным, распределение амплитуд полных циклов с достаточной степенью точности соответствует экспоненциальному закону.

Следовательно, на основе линейной теории суммирования повреждений при наличии данных тензометрирования о величине нагруженности и продолжительности ее действия на пробеге 1 км можно достаточно точно определить ресурс рамы и других деталей до ремонта.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля, кроме износа под действием сил трения, происходит усталостное, коррозионное и эрозионное разрушение некоторых деталей под действием циклической знакопеременной нагрузки, особенно в агрессивной среде. Разрушение детали может проявиться в виде изменения ее формы, структуры поверхностного слоя, выкрашивания поверхности трения или образования трещины в сечении детали. Площадь выкрашивания на поверхности трения и разрушения сечения экспоненциально возрастает с увеличением пробега автомобиля в установившихся условиях эксплуатации. В дальнейшем необходимо автоматизировать процесс оптимизации режима работы (прежде всего температуры) основных сопряжений агрегата, обеспечить защиту деталей от воздействия на них коррозии и абразивных частиц.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Себестоимость перевозок на автомобильном транспорте в значительной мере зависит от технико-эксплуатационных качеств автомобилей: грузоподъемности или вместимости, скоростных качеств, устойчивости, маневренности, удобства управления, пусковых качеств двигателя (технического состояния), топливной экономичности, надежности и долговечности, проходимости.

Большинство перечисленных показателей в процессе эксплуатации практически не изменяются. Так мощность двигателя за время пробега до капитального ремонта уменьшается не более чем на 5%. Поэтому незначительно снижаются скоростные качества автомобиля и его топливная экономичность. Наиболее заметно (в 3—4 раза) увеличивается расход масла и утечка газов в картер, ухудшаются пусковые качества, надежность автомобиля из-за износа основных сопряжений двигателя и других агрегатов.

Для разработки рекомендаций по оптимизации организации и управления системами поддержания работоспособности автомобиля и возможности прогнозирования его состояния необходимо знать закономерности изменения технического состояния автомобилей в процессе эксплуатации. Для этого применяют моделирование, которое может быть статистическим и математическим.

Статистическое моделирование применяют в сложных системах при большом количестве факторов, в том числе и случайных, например, при расчете потребности в ремонтах, пропускной способности зон обслуживания и ремонта. Состояние системы воспроизводят на ЭВМ со всеми случайными факторами.

Математическое моделирование нагляднее отражает основные закономерности моделируемого объекта, но модели сложны и абстрактны. Математические модели зависимости между исследуемыми параметрами записывают в виде алгебраических и дифференциальных уравнений или уравнений с частными производными. При этом допускают упрощения, оставляя только основные параметры и зависимости между ними. Модель считают хорошей, если с ее помощью можно достаточно точно предсказать изменение основных параметров объекта моделирования. Математическая модель позволяет на основе данных об изменении параметров прогнозировать более точно по сравнению с прогнозированием на основе опыта (при аналогичных условиях), а тем более с субъективным прогнозированием (при отсутствии исходных данных) будущего состояния объекта моделирования. Закономерности изменения технического состояния автомобилей в процессе эксплуатации и будут даны ниже в виде математической модели.

Совокупность взаимосвязанных закономерностей, объясняющих основные явления и процессы, происходящие в системе, их структуру и поведение, называются теоретическими основами исследуемой системы.

Интенсивность изнашивания деталей, а следовательно, определяющая интенсивность изменения технического состояния автомобиля, зависит от трех групп факторов: материала детали, параметров среды и нагрузки на поверхность трения. Поэтому для автомобиля в заданных условиях работы необходимо установить закономерности изменения интенсивности изнашивания деталей в зависимости от температуры воздуха, состояния масла на поверхности трения в процессе эксплуатации автомобиля и закономерности изменения нагрузки на деталь при работе в заданных эксплуатационных условиях.

Глава 3

ВЛИЯНИЕ СРЕДЫ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЯ

3.1. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА НА ПУСКОВЫЕ КАЧЕСТВА ДВИГАТЕЛЯ

С практической точки зрения большой интерес представляют изменение пусковых качеств автомобильных двигателей с понижением температуры окружающего воздуха и вспомогательные средства для обеспечения их пуска в этих условиях.

В соответствии с техническими требованиями пуск двигателя считается надежным, если при 75%-ной зарядке аккумулятора двигатель начинает работать при одной из трех попыток его пуска с интервалом в 1 мин и временем каждого прокручивания вала двигателя 10 с для бензиновых и 15 с для дизельных двигателей. Минимальная температура наружного воздуха, при которой должен обеспечиваться пуск, зависит от типа двигателя и масла.

Для автомобилей общего назначения применяемые моторное и трансмиссионное масла — зимнее и загущенное маловязкое. Время подготовки двигателя к принятию нагрузки на зимнем масле — не более 30, на загущенном — 20 мин.

Основные условия пуска двигателя. Для пуска двигателя необходимо обеспечить частоту вращения коленчатого вала выше минимально допустимой величины, требуемый состав смеси и ее надежное воспламенение. Первое условие надежного пуска — обеспечить прочную масляную пленку на шейках коленчатого вала, нужную прокачиваемость (текучесть) масла. Частота вращения коленчатого вала зависит от развиваемого стартером момента (величины пускового момента), который, в свою очередь, зависит от величины сопротивления проворачиванию коленчатого вала.

Пусковой момент стартера

$$M = M_f + M_j + M_i + M_1,$$

где M_f — момент сил трения двигателя и вспомогательных механизмов (потери на трение); M_j — момент сил инерции движущихся масс двигателя; M_i — момент, необходимый для преодоления сопротивления проворачиванию коленчатого вала при сжатии (расширении) газов в камере сгорания; M_1 — момент, необходимый для преодоления сопротивления впуска.

Экспериментами установлено, что при малой частоте вращения коленчатого вала величина M_1 очень мала, M_i имеет значение только в начале первого оборота вала, а при повторных ходах поршней он почти полностью компенсируется, момент M_j имеет максимальное значение в начале работы двигателя до набора пусковой частоты вращения вала. Удельное значение момента M_f, по экспериментальным данным, при пуске холодного двигателя составляет 60—70%, а при установившейся частоте вращения коленчатого вала 80% от общей величины пускового момента. Абсолютная величина M_f зависит от литража, тактности двигателя, вязкости масла.

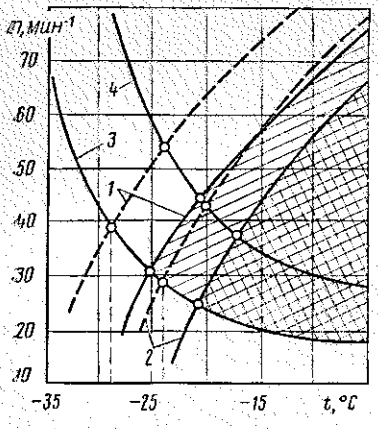


Рис. 3.1. Зависимости частоты вращения n коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 от температуры t окружающего воздуха, применяемого топлива, масла и заряженности батареи:

1 — полностью заряженная батарея; *2* — степень заряженности 75%. В том и в другом случае кривые приведены для пуска на масле АС $З_{п}$=6 (пунктирные линии) и АС-8 (сплошные); *3, 4* — минимально необходимые для пуска обороты коленчатого вала при работе на бензине А-76 (кривая *3*) и А-72 (кривая *4*)

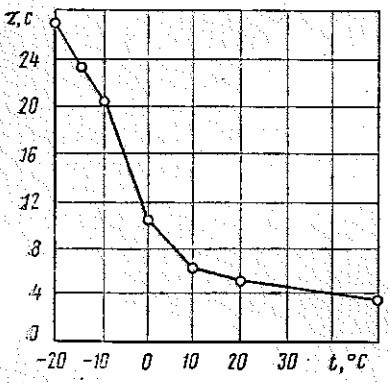


Рис. 3.2. Зависимость времени τ запаздывания поступления масла к подшипникам после начала прокручивания коленчатого вала холодного двигателя от температуры t окружающего воздуха

При низкой температуре двигателя в масле образуется структурный каркас из кристаллов парафина. Кристаллы выпадают из раствора, так как высокоплавкие парафины имеют ограниченную растворимость в маслах. В масляном баке, в картере двигателя во всасывающей линии масляного насоса, в маслоприемнике и особенно на сетке маслоприемного трубопровода давление и скорость малы, поэтому там прежде всего выпадают кристаллы. Прокачиваемость масла зависит от его вязкости и конструктивных параметров системы смазки. Прокачиваемость резко ухудшается при температуре, на 10—12° превышающей нормативную температуру застывания масла. Обычно нефтяные масла застывают при температуре минус 25—30° С. Температура застывания при прочих равных условиях (масла из одинаковых нефтей, одинаковая технология очистки) уменьшается со снижением вязкости. Дополнительное уменьшение температуры застывания у парафиновых масел может быть достигнуто путем применения депрессорных присадок. Для работы двигателя без подогрева масла при низкой температуре воздуха созданы сорта масел с температурой застывания до минус 60° С. Для этих масел используют маловязкие низкозастывающие масла, в них добавляют загущающие присадки, которые повышают вязкость масла до требуемого значения после его разогрева, но не влияют на вязкость холодного масла. Загущенные масла отличаются высоким индексом вязкости (до 150 и выше).

Таким образом, для облегчения пуска двигателя при низких

температурах необходимо уменьшить сопротивление проворачиванию коленчатого вала и тем самым повысить вероятность воспламенения рабочей смеси в цилиндрах.

Начальная частота вращения коленчатого вала зависит от мощности стартера и момента сопротивления вала прокручиванию следовательно, от мощности аккумулятора и вязкости масла. В свою очередь, величина момента сопротивления увеличивается особенно интенсивно при низких температурах по мере роста частоты вращения коленчатого вала. Однако нельзя обеспечить пуск двигателя при любой температуре. Прежде всего, предельная температура пуска ограничена прочностью кривошипно-шатунной и поршневой групп двигателя.

Попытка произвести холодный пуск при низкой температуре вызывает недопустимые перегрузки деталей двигателя из-за высокой вязкости масла. Поэтому пуск двигателя буксировкой, электростартером и другими средствами принудительного проворачивания вала допустим только после предварительной тепловой подготовки двигателя. При пуске холодного двигателя мало обеспечить валу частоту вращения выше минимальной при пуске. Необходимо добиться, чтобы энергии от сгорания топлива было достаточно для преодоления сопротивления смазки, чтобы двигатель устойчиво работал после пуска.

Из рис. 3.1 видно, что при загущенном масле предельная температура надежного пуска двигателя ЗИЛ-130 на 6—7°С ниже по сравнению с применяемым маслом АС-8. При вязкости масла в пределах $(85 \div 25)\ 10^{-4}$ м²/с при температуре от 0°С до минус 30°С возможен пуск двигателя стартером, двигатель после пуска работает устойчиво. Уменьшение величины допустимой вязкости с понижением температуры вызывается изменением мощности холодной аккумуляторной батареи.

После пуска двигателя масло не сразу поступает к сопряжениям. Даже при температуре —10°С неподогретое масло появляется в подшипниках спустя 20 с после начала прокручивания вала холодного двигателя (рис. 3.2). Так, время запаздывания поступления масла в коренные подшипники коленчатого вала при температуре блока цилиндров и масла в картере +20°С составляет 4 с, а при минус 20°С уже 26 с (при 0°С —10 с).

С понижением температуры блока цилиндров скорость сгорания топлива при первых вспышках резко увеличивается, происходит взрывное сгорание. Ниже приведены данные по среднему давлению в зависимости от температуры и масла:

Температура цилиндра и масла, °С	25	10	0	—10	—15	—20
Среднее давление, МПа	1,15	1,45	1,95	2,3	2,5	3,28

Для надежного пуска двигателя без перегрузки деталей необходимо в любых природно-климатических условиях обеспечить равномерный прогрев систем двигателя с отклонением от установленной температуры не более чем на 5°С, общим уровнем тепловой подго-

товки двигателя, соответствующим температурному режиму +10°С, вязкость масла не более $4 \cdot 10^{-4}$ м²/с. Чтобы снизить вязкость масла в узлах трения, нужно прокачивать через них прогретое масло. Даже длительный прогрев масла в картере двигателя до 70°С не снижает заметно вязкость в узлах трения. Вязкость масла можно снизить разжижением его маловязкими маслами. Следовательно, при низкой температуре пуск автомобильного двигателя либо затруднен, либо невозможен без дополнительной трудоемкой предпусковой работы. Повышение теплового уровня двигателей улучшает их пусковые свойства за счет влияния на физико-химические свойства топливно-смазочных материалов.

Второе условие надежного пуска — частота вращения коленчатого вала должна быть выше минимально необходимой при пуске. Величина минимальной частоты вращения при пуске зависит от условий образования рабочего состава смеси, от минимально необходимой скорости воздуха во впускном трубопроводе, испаряемости бензина (см. рис. 3.1, кривые *3* и *4*) и условий надежного воспламенения смеси. При низкой температуре воздуха и малой частоте вращения в момент пуска скорость движения потока воздуха во впускном трубопроводе низкая, испаряемость бензина мала, смесь бедная, температура в конце сжатия низкая, напряжение пробоя увеличивается, а напряжение внутри аккумуляторной батареи уменьшается иногда в два с лишним раза.

Качество смесеобразования зависит от температуры воздуха и топлива и от пусковой регулировки карбюратора. Пусковые качества двигателя зависят и от степени его изношенности. Продолжительность пуска двигателей разной степени изношенности в 7—15 раз больше, чем нового двигателя.

Итак, минимальная частота вращения при пуске зависят от конструктивных особенностей, технического состояния двигателя (степени износа, качества регулировки карбюратора и угла опережения зажигания), от качества топлива, масла и от температуры окружающего воздуха. По мере снижения температуры окружающего воздуха минимальная частота вращения при пуске возрастает в степенной зависимости, показатель которой больше единицы. Для ЗИЛ-130, например, при минус 5°С минимальная частота вращения при пуске составляет 25 мин$^{-1}$, при минус 10°С — 28, а при минус 30°С — 78 мин$^{-1}$. Эмпирическая зависимость минимальной частоты вращения коленчатого вала при пуске от температуры

$$n = 1/(a + bT),$$

где a и b — эмпирические коэффициенты; T — температура, К.

Воспламенение горючей смеси зависит не только от частоты вращения коленчатого вала, величины напряжения на электродах запальных свечей, но и от физико-химических свойств бензина и главным образом от количества легких фракций в топливе. Экспериментально установлено, что во время пуска двигателя только 12—14% топлива из впускного трубопровода поступает в цилиндр в распыленном виде. Поэтому о пусковых свойствах бензина судят

по температуре перегонки 10% бензина: чем ниже температура, тем легче и быстрее будет пущен холодный двигатель, так как в цилиндры больше попадает бензина в паровой фазе. Например, зимний бензин А-76 имеет температуру перегонки 10% бензина не выше 55°С, а у летнего бензина А-76 она составляет 70°С.

Минимальную температуру пуска дизеля можно уменьшить применением топлива с большим цетановым числом, но у такого топлива в процессе эксплуатации образуются паровые пробки, поэтому его можно применять только при пуске. У пускового топлива (жидкости) вначале воспламеняются компоненты с низкой температурой самовоспламенения (эфиров), а затем остальные. Минимальная частота вращения при пуске в этом случае снижается. Зависимость предельной температуры воздуха t, при которой возможен пуск холодного двигателя, от температуры перегонки 10% бензина t_{10}°С по А. А. Гурееву составляет $t=0{,}5t_{10}-50{,}6$.

Третье условие для пуска холодного двигателя — напряжение на электродах запальной свечи должно быть в 1,5—1,8 раза выше, чем при пуске горячего двигателя. При снижении температуры увеличивается вязкость электролита, поэтому ухудшается его проникновение в поры активной массы пластин, возрастает электрическое сопротивление электролита, замедляются электрохимические процессы в аккумуляторе, уменьшается емкость батареи и напряжение на ее клеммах. Известно, что при понижении температуры электролита на 1°С напряжение и емкость кислотной аккумуляторной батареи уменьшаются на 1—1,5%. При уменьшении емкости аккумуляторной батареи стартер будет проворачивать коленчатый вал с меньшей частотой, напряжение на электродах свечей будет меньше.

Еще сложнее условия пуска дизельных двигателей, у которых в конце такта сжатия температура воздуха должна вызвать быстрое самовоспламенение и сгорание топлива. Чем меньше температура конца сжатия, тем больше время сгорания топлива. Так, при снижении температуры смеси от 400 до 300°С задержка воспламенения увеличивается в 3 раза. Температура воздуха в конце сжатия зависит главным образом от тепловых условий двигателей, коэффициент пропорциональности равен в среднем 1,6. Повышение частоты вращения вала оказывает меньшее влияние. При пуске дизеля частота вращения коленчатого вала должна быть выше, чем для карбюраторного двигателя, так как при ее снижении увеличивается утечка воздуха из камеры сгорания (при 500 мин$^{-1}$ — на 17%, а при 2000 мин$^{-1}$ — на 5%), уменьшается температура и давление в конце сжатия.

Таким образом, при понижении температуры окружающего воздуха ухудшаются условия надежного пуска двигателя из-за увеличения вязкости картерного масла, уменьшения испаряемости топлива, уменьшения емкости аккумуляторной батареи и напряжения на клеммах в связи с увеличением вязкости электролита, малой температуры воздуха в конце сжатия. Для обеспечения надежного пуска автомобильного двигателя при низкой температуре окружающего воздуха необходимо работать на маслах с более низкой вяз-

костью, на топливах с большим количеством легких фракций; электролит в аккумуляторах должен быть менее вязким.

Вспомогательные средства для облегчения пуска автомобильных двигателей. Средства для облегчения пуска двигателя делят на основные и вспомогательные. Основные используются для пуска двигателя при всех температурных условиях. В случае пуска холодного двигателя распыление поступающего в камеру сгорания топлива гораздо меньше, чем прогретого двигателя, поэтому при пуске на единицу топлива нужно и воздуха меньше. Количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, регулируют с помощью воздушной заслонки карбюратора. Минимально необходимую для двигателя частоту вращения коленчатого вала обеспечивают стартером. Воздушная заслонка — и стартер — это основные средства для обеспечения пуска. *Вспомогательными средствами* для пуска автомобильного двигателя называют такие, которые используют только при низкой температуре окружающего воздуха. Некоторые из этих средств используют перед пуском двигателя, другие — в течение всего межсменного времени автомобиля после предварительного подогрева и без него. Например, если масло в двигателе хорошо прокачивается и при проворачивании коленчатого вала двигателя обеспечивается подача смазки к трущимся деталям, пуск двигателя можно производить при помощи пусковых аккумуляторных тележек, передвижных автостартеров. При выборе вспомогательных средств для обеспечения пуска автомобильных двигателей следует учитывать прежде всего возможность подготовки системы смазки двигателя перед пуском его в работу.

Прокачиваемость масла зависит от его вязкости, поэтому при низкой температуре окружающего воздуха должна быть обеспечена малая вязкость масла в системе смазки двигателя. Для этого либо заливают в картер двигателя перед работой в низкотемпературных условиях масла с малой вязкостью (для этой цели добавляют иногда до 25% топлива), либо подогревают масло в картере двигателя перед пуском двигателя. Средством облегчения и повышения надежности пуска двигателя при низкой температуре, по исследованиям С. В. Венцеля, является разжижение масла бензином, так как при этом процесс пуска происходит быстрее и проще, значительно уменьшаются пусковые износы и меньше нагружаются аккумуляторы. Бензин в масло заливают после возвращения автомобиля в гараж. Затем кратковременными пусками обеспечивают перемешивание и подачу разжиженной смазки к подшипникам коленчатого вала. После стоянки на открытом воздухе воду заливают в двигатель после пуска.

Для улучшения прокачиваемости масла после пуска двигатель нужно прогреть при частоте вращения коленчатого вала выше, чем при холостом ходе. При таком режиме прогрева выше несущая способность подшипников из-за действия гидродинамических сил, лучше разбрызгивание масла из стенки гильз, быстрее и больше поступает масла на шатунные подшипники под действием центробежной силы.

Для благоприятных условий сгорания рабочей смеси в цилиндрах холодного двигателя нужно, чтобы напряжение на электродах свечи было в 1,5—1,8 раза выше, чем у двигателя с рабочей температурой, и отношение между количеством паров топлива и воздуха было в пределах 0,8—1,3. Увеличения количества паров топлива в цилиндрах можно добиваться нагревом рабочей смеси в цилиндрах или во впускном трубопроводе, применением на период пуска специальных пусковых жидкостей, которые заливают в поплавковую камеру карбюратора или в цилиндры.

Улучшения параметров искрового разряда в современных конструкциях батарейного зажигания добиваются увеличением частоты вращения коленчатого вала, выключением дополнительного сопротивления из первичной цепи катушки зажигания при нажатии на кнопку стартера. Сопротивление первичной цепи уменьшается при этом в 1,6—1,7 раза (а напряжение при пользовании стартером может уменьшиться в 2 раза). Иногда к основной батарее на время пуска двигателя подсоединяют дополнительную, установленную на тележке.

Перед пуском температура отдельных узлов карбюраторных двигателей должна быть не ниже: головки блока и стенок цилиндров 30°С, коренных подшипников минус 18°С, масла в поддоне около нуля (положительная), впускного тракта такая, чтобы всасываемый воздух подогревался до 30°С и выше. В дизельных двигателях температура деталей перед пуском должна быть еще выше. Подогревом всасываемого воздуха у дизельного двигателя можно обеспечить пуск при минус 12°С.

Во впускном трубопроводе рабочую смесь нагревают электронагревателями или горячей водой (85°С) (обливают впускной трубопровод двигателя).

При определении количества теплоты, необходимой для подогрева двигателя зимой, по В. А. Николаеву, нужно учитывать нестационарность процесса передачи теплоты источника к подогреваемому двигателю. Количество теплоты определяют с помощью обычного уравнения теплообмена в дифференциальной форме

$$q d\tau = c_д dt + \psi F (t - t_0) d\tau,$$

где q — потребная теплопроизводительность источника тепла; τ — время передачи теплоты; $c_д$ — теплоемкость двигателя; t — средняя температура двигателя; ψ — коэффициент теплоотдачи от стенок двигателя в окружающую среду; F — поверхность охлаждения двигателя; t — температура окружающего воздуха.

При этом не учитывают практически незначительные потери теплоты лучеиспусканием и нагрев соседних агрегатов, принимают одинаковыми температуру двигателя и его стенки, как среднюю между температурой наиболее горячей и холодной точками двигателя, считают теплоемкость двигателя как сумму теплоемкостей его отдельных масс: металла, масла, воды.

Произведение $c_д dt$ — количество теплоты, идущей на нагрев двигателя от начальной до заданной температур, а вторая часть

уравнения — потери теплоты при подогреве. При решении дифференциального уравнения относительно q получают экспоненциальную зависимость

$$q = \frac{\psi (t - t_0) F}{1 - e^{\frac{-\psi F \tau}{c_д}}}.$$

Например, для подогрева двигателя q ($F = 4$ м², $c_д = 335$ кДж/град) при температуре окружающего воздуха минус 20°С, средней температуре двигателя 20°С и $\psi = 17$ кДж/м² град (хорошо утепленный чехлами двигатель в безветренную погоду) в течение 12 ч необходимо около 2980 кДж/ч, а при $\psi = 105$ кДж/м² град (неутепленный двигатель и большая скорость ветра) теплоизводительность источника теплоты должна быть 16600 кДж/ч.

Температура деталей двигателя увеличивается пропорционально времени подогрева, а температура масла — по затухающей кривой:

$$t - t_0 = \frac{q}{\psi F}\left(1 - e^{\frac{-\psi F \tau}{c_д}}\right). \qquad (3.1)$$

Итак, к вспомогательным средствам, облегчающим пуск автомобильных двигателей, относят устройства, обеспечивающие увеличение прокачиваемости масла и испаряемости топлива при низкой температуре окружающего воздуха, надежность пробоя искрового промежутка.

Выбор вспомогательных средств для пуска двигателей в заданных эксплуатационных условиях производят по суммарным (первичные капитальные и эксплуатационные) затратам. Для обеспечения зимнего пуска двигателя необходимо применять пусковые жидкости, подаваемые специальными приспособлениями, загущенные масла и аккумуляторные батареи повышенной стартовой мощности. Широкое развитие должны получить и средства индивидуального и централизованного предпускового разогрева, так как пока очень дефицитны специальные масла с пологой вязкостно-температурной характеристикой.

С понижением температуры окружающего воздуха вероятность отказа агрегатов и затраты на поддержание работоспособности автомобиля зависят от качества ТО типа вспомогательных средств пуска двигателя, в конечном счете — от состояния масла, его вязкости, прокачиваемости, количества масла на поверхностях трения.

3.2. ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА МАСЛА НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Количество и состав образующихся в процессе эксплуатации примесей, изменение физико-химических свойств масла оказывают существенное влияние на износ и нагарообразование, на техническое состояние агрегатов автомобиля, на срок службы масла. На-

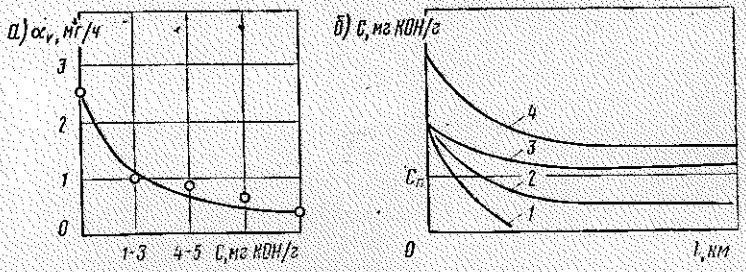


Рис. 3.3. Зависимость скорости изнашивания α_v деталей от щелочности c в смазочном масле (*а*) и щелочности c от пробега l в процессе эксплуатации (*б*) при работе:
1 — без долива масла; *2* — при доливе масла, равного угару; *3* — то же, когда угар большой; *4* — при доливе масла, равного угару, но при большой исходной щелочности

дежность работы и износ деталей, срок службы масла зависят в значительной мере от физико-химических свойств масла, интенсивности их изменения в процессе старения масла.

Показатели старения масла. При температуре масла на поверхности трения выше критической резко возрастает интенсивность изнашивания. В процессе эксплуатации под действием повышенной температуры масла ускоряется процесс старения, ухудшаются смазывающие свойства масла. Поэтому при эксплуатации автомобилей необходимо знать закономерность старения масла в агрегате по времени и его влияние на эксплуатационные свойства масла.

Наиболее интенсивно процесс старения масла протекает в зоне поршневых колец двигателя, где тонкая пленка масла имеет высокую температуру и концентрацию продуктов сгорания топлива, особенно сернистого. В результате нейтрализации кислых соединений продуктов сгорания сернистого топлива снижается щелочность масла. Окислы серы в присутствии воды дают сернистую и серную кислоты, которые, в свою очередь, при взаимодействии с углеводами масла и продуктами их окисления образуют сульфоновые кислоты.

Особенно опасными продуктами окисления являются оксикислоты и асфальтены, не растворимые в масле и липкие. Они забивают кольцевые канавки и вызывают пригорание поршневых колец. Нейтрализующее действие присадки основано на взаимодействии металла присадки с кислыми продуктами сгорания топлива или окисления масла. Увеличение щелочности масла снижает скорость изнашивания (рис. 3.3). Зависимость скорости изнашивания α от щелочности c можно аппроксимировать уравнением

$$\alpha = 1/(a + bc), \qquad (3.2)$$

где a, b — коэффициенты.

О щелочности масла с присадками судят по концентрации водородных ионов, которую принято характеризовать величиной водородного показателя pH

$$pH = -\lg [H^+],$$

где $[H^+]$ — концентрация водородных ионов.

Для нейтральной среды $pH=7{,}0$; для щелочной $pH>7{,}0$. Щелочность масла определяют потенциометрическим титрованием спиртобензольного раствора масла 0,1 н (децинормальным) раствором соляной кислоты.

Щелочность масла уменьшается по мере увеличения пробега автомобиля из-за расхода присадки на диспергирование поступающих в масло нерастворимых загрязнений. При работе двигателя на постоянном режиме и постоянной скорости поступления кислых сернистых соединений скорость расхода присадки будет снижаться по мере уменьшения концентрации щелочного компонента присадки в масле, как это и следует из закона действующих масс.

При снижении щелочности ниже значения $c_{\text{щ}}$ (браковочный признак) увеличивается коррозионно-механическое изнашивание за счет неполной нейтрализации кислот, масло следует заменить. Срок службы масла зависит (при прочих одинаковых условиях) от начальной щелочности, чем больше серы в топливе, тем выше должен быть уровень начальной щелочности. Масло можно использовать без замены при систематических добавках в него щелочной присадки в процессе эксплуатации автомобиля.

Таким образом, процесс старения масла, используемого в двигателях внутреннего сгорания, зависит от теплонапряженности деталей (температуры), давления и количества кислорода в единице объема, параметров масляной системы (объема масла в системе, режима долива, кратности циркуляции, эффективности фильтров тонкой очистки), условий работы двигателя (режима, содержания серы в топливе, защиты от попадания пыли, воды, топлива; изношенности двигателя); исходного качества базового масла, концентрации и композиции присадок.

Важнейшим показателем качества масла является интенсивность изнашивания деталей сопряжений, величина которой зависит от показателя β качественного состава примесей, отношения органической части примесей к неорганической. На практике коэффициент β определяют весьма просто: после взвешивания фильтра с осадками механических примесей фильтр сжигают, озоляют в муфельной печи и вновь взвешивают. Частное от деления массы сгоревших примесей на массу несгоревших дает численное значение коэффициента.

Содержание органической части примесей в процессе эксплуатации в отличие от других показателей масла не стабилизируется. Маслоочистные устройства отбирают из масла преимущественно частицы неорганического происхождения, поэтому содержание органических компонентов примесей в масле непрерывно растет, неорганических — стабилизируется, и потому коэффициент β непрерывно увеличивается. При длительной эксплуатации из-за накопления в масле большого количества продуктов окисления и механических примесей органического происхождения увеличивается вязкость масла. При 0,02—0,07% примесей вязкость увеличивается на 2—7%, а при 0,15—0,5% — на 10—20%. Это приводит к усиленному износу двигателя, особенно в момент пуска.

При наличии на двигателях фильтров тонкой очистки общий уровень загрязнения масла, как правило, остается низким, и возрастание механических примесей не приводит к вредным последствиям. При центробежной очистке масла общее содержание примесей значительно выше, в результате чего могут пригореть кольца, образоваться большие отложения на деталях.

Увеличение объема органических компонентов примесей происходит настолько медленно, что при современной системе очистки масла влияние этого фактора может сказаться лишь на сроках службы масла, во много раз превышающих существующие.

Обнаруженные при работе двигателя большие шламо-, нагарообразование и другие дефекты сигнализируют о неправильном подборе масла к двигателю, о его низкой стабильности и неудовлетворительной работе маслоочистительного устройства. Низкий качественный состав примесей в масле является показателем его низких противоизносных свойств. Коэффициент β в эксплуатации изменяется в широких пределах, от 5 до 20 для дизельного двигателя при применении разных партий масла одного сорта. Это свидетельствует о большой разнице в качестве масел одного и того же сорта и о недостаточной их стабильности.

Изучение механических примесей под микроскопом показало, что неорганические частицы размером менее 5 мкм снабжены достаточно толстым органическим покровом, частицы большого размера (более 5 мкм) не имеют покрова такой толщины. Фильтры тонкой очистки задерживают наиболее крупные частицы с малой поверхностью и поэтому с плохим адсорбционным свойством. АСФО (автомобильный супер-фильтр-отстойник) задерживает и крупные скопления органических компонентов, полезных для снижения износа. Изменение химического состава самого масла и другие факторы также оказывают влияние на интенсивность изнашивания трущихся поверхностей, но влияние качественного состава примесей имеет преимущественное значение.

Таким образом, при старении масла на интенсивность изнашивания деталей влияет не общее содержание механических примесей, а соотношение органических и неорганических компонентов масла. Поэтому, хотя при центробежной очистке (ЦБО) в масле механических примесей больше, чем при очистке через АСФО, но износ деталей меньше, так как ЦБО больше удаляет неорганические примеси, а АСФО — частично и органические компоненты. При этом абразивные частицы размером менее 5 мкм покрываются адсорбционной пленкой, что способствует снижению интенсивности изнашивания. Более крупные абразивные частицы должны быть удалены с помощью фильтра или путем отстоя слитого масла. Качественный состав масла нельзя улучшить добавкой таких (до 5 мкм) частиц в масло.

Адсорбция продуктов окисления масла на механических примесях происходит непосредственно в процессе изнашивания металлических поверхностей, поэтому, если продукты износа ввести в предварительно окисленное масло, то коллоидной защиты на час-

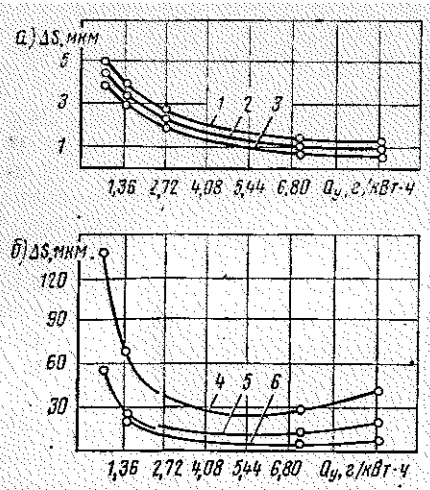


Рис. 3.4. Зависимость износа ΔS деталей двигателя от угара масла $Q_у$: *а* — цилиндров; *1* — в первом поясе; *2* — во втором; *3* — в третьем; *б* — других деталей; *4* — первого компрессионного кольца; *5* — суммарный износ остальных компрессионных колец; *6* — шатунных вкладышей

тицах не образуется. Противоизносное действие масла не улучшается при технологической недоочистке масляных фракций.

Количественное увеличение органической части примеси эффективно лишь до момента образования прочных защитных слоев на абразивных частицах. При увеличении коэффициента β сверх определенного значения (5—10) интенсивность изнашивания не снижается.

Таким образом, в процессе эксплуатации физико-химические свойства масла изменяются из-за окисления масла кислородом воздуха, особенно интенсивного при большой температуре, с образованием жидких, полужидких и твердых продуктов окисления и полимеризацией углеводородов; загрязнения масла нерастворимыми твердыми углеводородными частицами (сажей) при неполном сгорании топлива, продуктов окисления, износа и загрязнения извне (вода, песок, пыль); расход присадки, прежде всего щелочной, на нейтрализацию кислых продуктов и моющей — на диспергирование углеродистых частиц. Интенсивность изменения физико-химических свойств масла в процессе эксплуатации автомобиля при установившемся режиме его работы зависит от исходных свойств и величины расхода масла.

Расход и интенсивность старения масла. Срок службы масла зависит от его исходных физико-химических свойств и их стабильности в процессе эксплуатации. Расход масла, например, в двигателях, зависит от угара и утечки через соединения картера. *Угаром масла* называется разность между количеством масла, попадающим в зону поршневых колец, и тем его количеством, которое стекает обратно в картер. Угар масла в двигателе неизбежен, так как углеводороды масла испаряются и разлагаются при высокой температуре. Угар влияет на износ цилиндров и поршневых колец: с увеличением угара интенсивность изнашивания этих деталей уменьшается. По экспериментальным данным (рис. 3.4), у первых поршневых колец интенсивность при значительном угаре вновь возрастает (пока, что это не объяснено). Масло в камеру сгорания поступает при движении поршня. В начале движения поршня от в.м.т. при такте впуска трением и силой инерции кольцо прижато вверх, пространство под кольцом заполняется маслом. В результате нижнего гидродинамического подпора масла давление его будет в этом слу-

чае несколько повышенным. При дальнейшем движении поршня в этом же направлении, при уменьшении скорости перемещения поршня, силы инерции начинают преодолевать силы трения кольца о стенку цилиндра, кольцо переходит к нижним торцам канавок. При этом масло вытесняется из горизонтальных щелей, переходя в область меньших давлений, т. е. вверх. В начале хода сжатия кольцо прижато к нижнему торцу канавки. При подходе к в. м. т. кольцо отрывается от нижней опорной поверхности и вытесняет масло вверх. Зависимость расхода масла от зазора в канавке должна быть линейной.

Сроком службы масла называют время или пробег, в течение которого браковочный показатель достигает предельного значения. За браковочный показатель принимают диспергирующую способность масла, оцениваемую по методу пятна (капельная проба), коксуемость по Конрадсону, снижение вязкости, температуру вспышки, увеличение содержания воды. Эти браковочные показатели должны быть дополнены еще двумя: щелочностью масла и содержанием нерастворимых примесей.

Аналитическое описание изменения щелочности в процессе эксплуатации наиболее просто выполнить при работе двигателя без угара, а следовательно, и без долива масла. Зависимость расхода щелочности c на нейтрализацию кислых продуктов от пробега автомобиля можно получить на основе известного в химии закона действующих масс: интенсивность (скорость) реакции пропорциональна концентрации составляющих реакции. В данном случае

$$\frac{dc}{dl} = -A \cdot c, \tag{3.3}$$

где A — константа, характеризующая интенсивность изменения щелочности в миллиграммах на 1 г масла из расчета на 1 км пробега, имеет размерность км$^{-1}$; l — пробег.

Из последнего уравнения

$$l = -\frac{1}{A}\int \frac{dc}{c} = -\frac{1}{A} ln\, c + c',$$

где c' — постоянная интегрирования, величину которой определяют при исходных условиях $l=0$; $c=c_0$; $c' = \frac{1}{A} ln c_0$.

В конечном виде

$$l = (1/A)\, ln\, (c_0/c). \tag{3.4}$$

Если же в картере агрегата находится G масла, интенсивность расхода щелочности во всем объеме масла будет больше $\alpha_c = A \cdot G$. Тогда $l = \frac{G}{\alpha_c} ln \frac{c_0}{c}$. Уровень же щелочности в масле составит

$$c = c_0 e^{-\frac{\alpha_c}{G} l}, \tag{3.5}$$

т. е. экспоненциально убывает в процессе эксплуатации.

При доливе масла, равного угару, щелочность изменяется несколько по-другому.

В процессе эксплуатации двигателя с постоянными количеством масла G в масляной системе (при доливе масла, равном его угару), количество щелочной присадки c зависит от интенсивности угара $Q_у$ и долива $Q_д$ масла, исходного количества присадки, интенсивности ее расхода α_c на нейтрализацию продуктов окисления, отнесенной ко всему количеству масла в системе. За пробег dl количество щелочной присадки уменьшится на dc в единице объема масла или Gdc во всем объеме. Такое уменьшение произойдет из-за расхода щелочной присадки на нейтрализацию продуктов окисления за этот пробег $\alpha_c c dl$, потери щелочной присадки со сгоревшим маслом $Q_у c dl$ и поступления щелочной присадки при доливе масла $Q_д c_0 dl$; поскольку $Q_д = Q_у = Q$, то $Gdc = -\alpha_c c dl - cQdl + c_0 Q dl$.

Интенсивность α_c расхода единицы щелочной присадки за единицу пробега на нейтрализации продуктов окисления принимают пропорциональной содержанию серы в топливе и расходу топлива.

После математических преобразований и решения уравнения относительно l получают зависимость щелочности c от пробега l:

$$c = \frac{c_0\left(Q + \alpha_c l^{\frac{-(Q+\alpha_c)l}{G}}\right)}{Q + \alpha_c}. \qquad (3.6)$$

Эту зависимость можно аппроксимировать уравнением

$$c = c_0' e^{-bl},$$

где $b = (\alpha_c + Q)/G$.

При длительной работе двигателя без замены масла с доливом, равным его угару, уровень щелочности практически не зависит от количества масла в системе, а зависит только от начальной щелочности c_0 и параметров Q и α_c — расхода щелочности за единицу пробега отнесенного ко всему количеству масла в системе, на нейтрализацию продуктов окисления.

При снижении щелочности ниже значения $c_п$ увеличивается коррозионный износ из-за неполной нейтрализации кислот. Поэтому, если уровень первоначальной щелочности c_0 большой, а $c < c_п$ при значительном пробеге, то срок замены масла определяется накоплением загрязнений.

Накопление нерастворимых примесей в масле определяют (в граммах на километр) при работе двигателя с регулярным доливом $Q_д$, равным интенсивности угара $Q_у$, при отсутствии загрязнений в доливаемом масле, вместимость масляной системы G и интенсивности загрязнений a г/км и содержании загрязнений в масле x долей целого. За пробег dl загрязненность масла изменится на dx, содержание загрязнений — на Gdx. С другой стороны, при отсутствии загрязнений в доливаемом масле, количество которого равно угару, интенсивность загрязнений при каждом доливе будет меньше на величину Qx и составит $a - Qx$.

Следовательно, при такой интенсивности загрязнений за пробег dl поступит $(a-Q\cdot x)\,dl$ примесей.

Уравнение изменения содержания загрязнений в масле за пробег dl имеет вид $Gdx=(a-Q\cdot x)\,dl$.

Отсюда можно определить пробег l двигателя до накопления загрязнений в масле x долей единицы

$$dl=\frac{Gdx}{a-Qx};\quad l=\int\frac{Gdx}{a-Qx}=-\frac{G}{Q}\ln(a-Qx)+c'.$$

Постоянную интегрирования c' определяют из условия, что при $l=0$ также и $x=0$, тогда $c'=\frac{G}{Q}\ln a$. Следовательно $l=$ $=\frac{G}{Q}\ln\frac{a}{a-Qx}$.

Зависимость загрязнений x в масле от пробега

$$x=\frac{a}{Q}\left(1-e^{-\frac{Ql}{G}}\right). \qquad (3.7)$$

С учетом работы фильтров тонкой очистки, когда из общего количества загрязнений, поступивших за пробег l, задержано фильтром q грамм загрязнений, реальная интенсивность поступления загрязнений в масло составит $a(1-f)$, где $f=g/(a-Qx)l$ — коэффициент отфильтровывания. И тогда

$$x=\frac{a(1-f)}{Q}\left(1-e^{-\frac{Ql}{G}}\right).$$

При коэффициенте отфильтровывания $f=0{,}25$—$0{,}30$, что является вполне возможным при полнопоточных фильтрах тонкой очистки масла. Можно его не заменять. Эти аналитические расчеты были проверены экспериментально.

Таким образом, по мере увеличения пробега автомобиля экспоненциально возрастает загрязненность масла, а соответственно и интенсивность изнашивания $\alpha=\alpha_0(1-e^{-bl})$, поскольку $\alpha=cx$.

Из параметров среды при работе автомобиля в установившихся условиях и заданных физико-химических свойствах материала деталей и масла необходимо учитывать влияние на изменение технического состояния агрегатов автомобиля содержания щелочности и количества абразивных частиц в масляной пленке на рабочей поверхности детали. Эти показатели можно принять за критерии предельного состояния масла. В процессе эксплуатации автомобилей в заданных условиях работы из трех групп основных факторов, определяющих интенсивность изнашивания деталей, могут изменяться только параметры среды (температура воздуха среды, физико-химические свойства масла). Температура воздуха определяет главным образом пусковые свойства двигателя (испаряемость топлива) и вязкость масла перед началом и в первый период работы агрегата.

Глава 4

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

4.1. ПОНЯТИЕ О ТРЕНИИ

Изменение эксплуатационных показателей автомобиля является следствием главным образом износа деталей. Износ есть результат изнашивания, происходящего в результате внешнего трения. При перемещении трущихся поверхностей относительно друг друга возникают межмолекулярные связи, происходит смятие и отрыв мельчайших частиц верхнего слоя металла, что и приводит к изменению размеров и форм деталей, т. е. к износу. Еще в 1947 г. В. Д. Кузнецов указывал на пропорциональность износа удельной работе сил трения при непластичном контакте.

Классификация видов трения. В зависимости от характера распределения теплоты при превращении механических видов энергии различают трение внутреннее, когда превращение механических видов энергии в теплоту происходит во всех точках некоторого объема (даже, если он при наличии смазки имеет малую толщину), и внешнее, когда развитие теплоты происходит только вдоль поверхности раздела двух тел, в которой протекает процесс скольжения. *Внешнее трение* — сопротивление относительному перемещению, возникающее между двумя телами, в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним, сопровождаемое диссипацией энергии. Понятие внутреннее трение целесообразно применять только к смазочному материалу, который вводят на трущиеся поверхности для уменьшения силы трения и (или) интенсивности изнашивания.

В соответствии с ГОСТ 23.002—78 виды трения различают по наличию относительного движения (трение покоя, трение движения), по характеру относительного движения (трение скольжения, трение качения) и по наличию смазочного материала (трение без смазочного материала, трение со смазочным материалом).

Потери на трение зависят от вида смазки, от физического состояния смазочного материала и типа разделения поверхности трения смазочным слоем. Смазка может быть в газовом, жидком и твердом состоянии, а в зависимости от типа разделения поверхностей смазочным слоем: гидродинамическая, гидростатическая, газодинамическая, газостатическая, эластогидродинамическая, граничная и полужидкостная. При газовой и жидкостной смазке происходит полное разделение поверхностей слоем газа или жидкости, сохраняющим объемные свойства. При жидкостной смазке сопряженные детали полностью разделены слоем жидкости и не касаются друг друга, коэффициент трения (0,01—0,001) в 50—100 раз меньше, чем при трении без смазочного материала. При относительном перемещении сопряженных деталей происходит трение между частицами жидкости, которая разделяет детали.

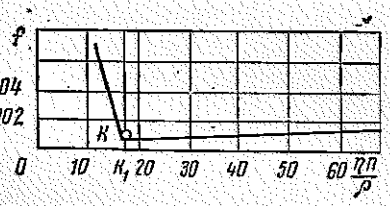


Рис. 4.1. Изменение коэффициента трения f в зависимости от режима работы $\frac{\eta n}{p}$ сопряжений со смазкой

Если же рабочие поверхности сопряженных деталей разделены слоем жидкости не везде, то возникающая при относительном перемещении деталей смазка называется полужидкостной. При этом сила трения будет больше, чем при жидкостной смазке. При граничной смазке трение и износ между поверхностями, находящимися в относительном движении, определяются свойствами поверхностей и смазочного материала, отличными от объемных.

Если смазочный материал отсутствует или состоит из двух слоев (толщиной в одну молекулу каждый), адсорбиро-

ванных (как бы прилипших за счет молекулярного сцепления) к поверхности трущихся тел (адсорбционная смазка), то закономерности трения могут быть охарактеризованы как относящиеся к истинно внешнему трению.

Зависимость коэффициента трения от режима работы. Коэффициенты трения при жидкостной и полужидкостной смазке зависят от вязкости масла, скорости относительного перемещения трущихся поверхностей сопряжения, от давления на поверхности трения и конструктивных данных сопряжения (диаметр вала, длина подшипника, диаметральный зазор). В подшипнике заданной конструкции коэффициент трения поверхностей со смазочным материалом зависит от вязкости масла η, частоты вращения n и давления p.

Коэффициент трения f изменяется в зависимости от режима работы, который характеризуется групповым параметром $\eta n/p$ (рис. 4.1). При увеличении параметра $\eta n/p$ коэффициент трения вначале быстро линейно уменьшается, а со значения $\eta n/p = k_1$ вновь начинает очень медленно увеличиваться. Коэффициент трения до $\eta n/p = k_1$ уменьшается потому, что с увеличением параметра $\eta n/p$ между трущимися поверхностями увеличивается количество масла. При $\eta n/p = k_1$ трущиеся поверхности не касаются друг друга, они разделены слоем жидкости, коэффициент трения зависит от величины трения между слоями жидкости. Внутреннее трение в однородных фазах и жидкостях (не являющихся коллоидными растворами) подчиняется закону Ньютона: сила трения пропорциональна градиенту скорости. При дальнейшем увеличении параметра $\eta n/p$ коэффициент трения между слоями жидкости увеличивается. В соответствии с приведенной диаграммой коэффициент трения при жидкостной смазке подшипника заданной конструкции

$$f_{ж} = f_{к} + b\frac{\eta n}{p}; \quad \eta\frac{n}{p} \geqslant k_1,$$

а при полужидкостной смазке

$$f_{ижк} = a' - b'\eta n/p; \quad \eta n/p \leqslant k_1.$$

При уменьшении параметра $\eta\dfrac{n}{p}$ коэффициент $f_{ж}$ трения при жидкостной смазке уменьшается, затем (после k_1) резко увеличивается. При постоянных η и p снижение параметра $\eta\dfrac{n}{p}$ может произойти при падении вязкости масла в результате повышения температуры

$$\eta = i/0{,}1t^3,$$

где i — характеристическое число (для минеральных масел 1,8—2,0); t — температура масла, °С.

Зависимость кинематической вязкости η от температуры может быть выражена эмпирическим уравнением Вальтера:

$$\lg\lg(\eta + 0{,}6) = a + b\lg T,$$

где η — кинематическая вязкость, $м^2 \cdot 10^{-6}/с$; a, b — константы, зависящие от масла; T — абсолютная температура, К.

Вязкостно-температурная зависимость масел графически выражается прямыми, что позволяет интерполировать и экстраполировать (в пределах от —35° до +260° С) значения вязкостей по двум известным точкам.

Доказано, что с увеличением температуры минерального масла коэффициент трения растет постепенно до определенной величины (рис. 4.2), а затем при температуре 160° С резко увеличивается до 0,25. Износ шариков (график получен

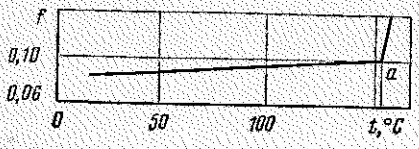


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента трения f от температуры t масла на поверхности контакта

при испытании на шариковой машине) по диаметру пятна износа при этом также возрастает, хотя и в меньших пределах (рис. 4.3). Причиной такого резкого увеличения износа считают потерю маслом смазочной способности. Увеличение коэффициента трения при потере маслом смазывающей способности на рис. 4.3, *б* показано почти вертикальной линией (из точки *а*). Температура поверхности трения очевидным образом зависит от скорости скольжения (см. рис. 4.3, *б*, кривую *2*).

Это происходит потому, что при нагреве смазанной поверхности подвижность адсорбированных молекул возрастает, и при некоторой критической температуре их кинетическая энергия начинает превосходить энергию адсорбционной связи. В результате происходит дезориентация молекул и при дальнейшем повышении температуры — их десорбция с твердой поверхности. Эта температура зависит не только от свойств адсорбированного вещества, но и от природы поверхности. При температуре 100—150° С граничные слои, образованные даже наиболее термически стойкими веществами, разрушаются и перестают защищать трущиеся поверхности от износа. После снижения температуры поверхности пленка восстанавливается благодаря адсорбции. Адсорбирующиеся на смазываемой поверхности полярно активные вещества создают на ней пленки металлических мыл. Эти вещества, кристаллизуясь, при комнатной температуре образуют твердые пленки. Смазочная эффективность таких пленок сохраняется только до достижения температуры их плавления. Эта температура, как и температура десорбции, не превышает 150° С, а у многих веществ она ниже (порядка 80—100° С).

Если на рабочих поверхностях имеется очень тонкий слой (порядка 0,1 мкм) смазочного материала, то такую смазку называют граничной. Благодаря молекулярному действию трущихся поверхностей смазочная прослойка приобретает особые свойства. Коэффициент трения в этом случае в 5—10 раз меньше, чем при трении сопряженных деталей при отсутствии какого-либо смазочного материала. Сила трения без смазочного материала пропорциональна силе, приложенной перпендикулярно к трущимся поверхностям:

$$F = A + fP, \qquad (4.1)$$

где P — сила, приложенная перпендикулярно к трущимся поверхностям; f — коэффициент пропорциональности или коэффициент трения без смазочного материала; A — поправка, учитывающая способность трущихся поверхностей к взаимному сцеплению.

Вычисление сил трения на основе коэффициента трения есть условность, при которой дискретная система выступов фактического контакта заменяется непре-

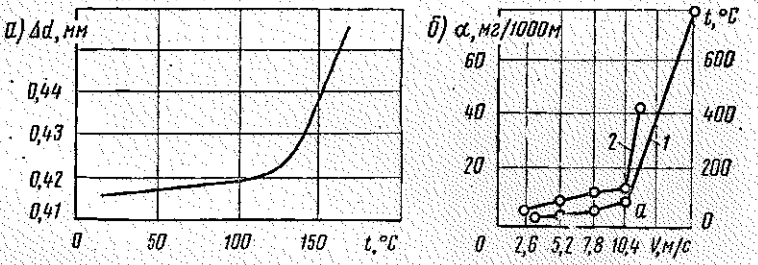


Рис. 4.3. Зависимость износа Δd и интенсивности изнашивания α от температуры масла (*а*) и от скорости скольжения (*б*):
1 — интенсивность изнашивания; *2* — температура t поверхности трения

рывным слоем, являющимся носителем непрерывно распределенных касательных усилий.

Коэффициент трения без смазочного материала изменяется с изменением условий работы, например, скорости относительного перемещения и других факторов. Величину коэффициента трения определяют эмпирическим путем для конкретных условий работы.

Пока еще нет способа аналитического определения коэффициента трения, так как не установлена связь коэффициента трения с молекулярным строением и силами молекулярного взаимодействия. При необходимости ограничиваются более скромной задачей: теоретически описывают общий характер явления и зависимость соответствующей величины от основных, влияющих на нее факторов. Так, обычно процесс скольжения сопровождается нагреванием поверхности, окислением, разрушением поверхностных слоев, в том числе смазочных (если они есть), механическим повреждением (износом поверхности) и др. Поэтому не удивительно, что изменение скорости движения влияет на интенсивность указанных процессов, а следовательно, и на сопротивление движению. Основная трудность получения расчетной формулы для коэффициента трения в зависимости от скорости скольжения заключается в том, что при скольжении в результате изменения температуры в зоне контакта изменяются физико-механические свойства материалов. Температура в зоне контакта, в свою очередь, зависит от конструкции пары трения и условий теплоотдачи. Прямые измерения показывают, что на работу разрушения твердых тел, даже хрупких, тратится чрезвычайно малая часть работы сил трения. В основном она идет на развитие теплоты, т. е. переходит в энергию молекулярного движения.

Наличие пленок не позволяет судить об истинной величине коэффициента трения для данной трущейся пары металлов, что приводит к неудачным результатам при установлении зависимости коэффициента трения от природы трущихся тел и является причиной плохой воспроизводимости коэффициентов трения, полученных различными исследователями.

Коэффициент трения изменяется в несколько раз от ничтожных загрязнений, сравнительно мало влияющих на другие поверхностные явления. Величина коэффициента трения зависит от геометрии поверхности, механических, физических, химических свойств тонких поверхностных слоев и напряжения в них.

Понятие о природе сил трения. Макро-микрогеометрические параметры технологического рельефа, считает Б. И. Костецкий, не могут быть единственным исходным материалом для теорий внешнего трения. Необходимо учитывать главным образом субмикроскопический рельеф, который образуется в процессе трения. Характеристики субмикроскопического рельефа, образующегося непосредственно при контакте трущихся поверхностей, составляют основу, без которой невозможно объективное и полное понимание процессов трения, смазки и изнашивания.

Механизмы пластической деформации наиболее полно описываются с помощью теории несовершенных кристаллов (теории дислокаций). Эту теорию широко применяют для объяснения основных вопросов внешнего трения металлов и формулирования основных гипотез о взаимодействии поверхностей, физическом рельефе, важнейших производственных явлениях упрочнения, окисления и схватывания. Изучение роли пластической деформации в связи с процессами внешнего трения, по мнению Б. И. Костецкого, дает возможность связать трение с явлениями износа.

Вопрос об образовании поверхностных связей, формирующих сопротивление движению, или силы трения, является центральным для всех теорий внешнего трения. В общем случае внешнего трения, по Б. И. Костецкому, существует четыре типа связей:

1. Механические связи при взаимодействии шероховатостей поверхности технологического происхождения.

2. Механические связи, которые возникают в процессе пластической деформации, образования субмикронеровностей при трении.

3. Физико-химические связи при пластической деформации и развитии диффузионных явлений в зоне контактов, в виде металлических связей между сопряженными поверхностями.

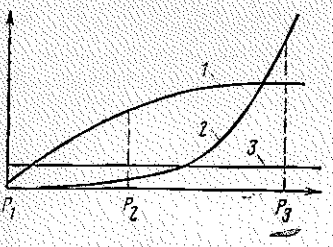


Рис. 4.4. Развитие поверхностных связей F в процессе трения при нагрузке p:

1 — высота субмикрорельефа; *2* — коэффициент диффузии; *3* — адгезионные связи

4. Физические связи, обусловленные силами Ван-дер-Ваальса, неизбежно сопутствующими любому сопряжению твердых тел.

При увеличении нагрузки растут высота субмикрорельефа до определенной величины насыщения (рис. 4.4, кривая *1*) и коэффициент диффузии по экспоненциальному закону (кривая *2*).

При максимальной нагрузке из-за усиления диффузионных явлений и деформации внешнее трение переходит во внутреннее. Адгезионные связи, обусловленные силами Ван-дер-Ваальса, не зависят от нагрузки (прямая *3*). Поэтому при самых малых нагрузках преобладающее значение имеют адгезионные связи, при средних — связи, обусловленные действием субмикрорельефа, при больших — естественные металлические связи, образовавшиеся в результате развития диффузионных явлений. Следовательно, необходимо учитывать динамику изменения состояния и свойств материала трущихся поверхностей в самом процессе трения. Схематически поверхностный слой на глубину до 10 мкм можно представить в виде зон адсорбционной пленки, окисленного металла, затем деформированного и, наконец, зоны первичной структуры металла.

С практической точки зрения цель теории внешнего трения — не только обоснование расчетных формул для определения сил и коэффициентов трения, а главным образом — возможность управления процессами трения. Таким образом, коэффициент трения зависит от условий работы, в частности, от нагрузки (давления на поверхности трения), скорости относительного перемещения и температуры на поверхности трения, состояния поверхности, наличия и свойств масла, абразивных частиц. Износ должен зависеть от режима работы сопряженных деталей, например, от давления на поверхности трения, от качества поверхности, параметров масла.

4.2. ЗАВИСИМОСТЬ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ОТ ДАВЛЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ТРЕНИЯ

В процессе эксплуатации автомобилей необходимо знать количественную зависимость износа от различных факторов. Такие теоретические зависимости уже есть. Так установлено, что бо́льшая часть работы внешнего трения превращается в теплоту, а меньшая идет на изменение внутренней энергии поверхностных слоев металла. Форма зависимости между работой A внешнего трения, количеством выделившейся теплоты q и изменением внутренней энергии ΔU структурных изменений некоторой замкнутой системы (узла трения) линейная $A=q+\Delta U$.

Для конкретных контактирующих материалов и среды в определенном диапазоне нагрузок и скоростей скольжения, во-первых, изменение внутренней энергии структурных изменений практически пропорционально работе силы внешнего трения $\Delta U \approx c'A$ и минимально по сравнению с его значениями вне рассматриваемого диапазона. Во-вторых, работа разрушения всегда связана с пластической деформацией и пропорциональна величине поглощаемой энергии. Критические величины параметров при переходе от нормально-

го процесса к повреждаемости могут быть критериями предельного состояния нагружаемых узлов трения.

Таким образом, работа разрушения пропорциональна величине поглощаемой энергии и в определенном диапазоне нагрузок и скоростей скольжения минимальна по сравнению с его значениями вне рассматриваемого диапазона. Интенсивность разрушения α поверхности можно принять практически пропорциональной работе A для конкретных конструкционных материалов и среды в определенном диапазоне нагрузок и скоростей скольжения $\alpha = c_1 A$.

Зависимость интенсивности изнашивания от свойств материала и других факторов устанавливают экспериментально. В процессе эксплуатации при установившихся условиях работы (постоянном среднем значении дисперсии распределения параметра $\eta \frac{n}{p}$, количестве абразивных частиц и т. д.) условия работы сопряжения могут изменяться только из-за износа деталей.

Так как в процессе эксплуатации режим работы автомобиля считаем заданным, а величину интенсивности изнашивания получают экспериментально, то наибольший интерес представляет изменение интенсивности изнашивания в зависимости от изменений режима работы сопряжения в результате износа деталей. Предварительно необходимо выявить зависимость интенсивности изнашивания от свойств материала деталей и режима работы, в частности, удельного давления на поверхности трения.

Зависимость относительной износостойкости ε для технически чистых и отожженных металлов от твердости H_c материала и давления p на поверхности трения установили М. М. Хрущов и М. А. Бабичев:

$$\varepsilon = aH_c/p, \tag{4.2}$$

где a — константа.

Зависимость износостойкости сплава от его твердости при истирании в абразивной среде в общем случае (по В. Н. Ткачеву) можно аппроксимировать степенной функцией

$$\varepsilon = aH_c^n \tag{4.3}$$

При малых значениях твердости происходит микрорезание, $n=1$ (см. рис. 1.2, участок a), при больших значениях твердости материала глубина внедрения абразивных частиц меньше, имеет место пластическое оттеснение, передеформирование или коррозионно-механическое истирание, $n>1$ (см. рис. 1.2, участок b).

Прямая, характеризующая относительную износостойкость в зависимости от твердости, проходит через начало координат. Практически износостойкость можно измерять величиной пути трения на единицу износа. Чем больше путь трения, тем выше износостойкость. Для одного и того же материала, т. е. при $H_c = \text{const}$

$$\varepsilon = \frac{dl}{dS} = a\frac{H_c}{p} = \frac{a'}{p}, \tag{4.4}$$

где $a' = aH_c$.

Исследованиями М. М. Хрущова установлено, что в некоторых частных случаях трения без смазочного материала наблюдается пропорциональная зависимость между интенсивностью изнашивания и удельным давлением

$$\frac{dS}{dl} = \alpha = cp. \tag{4.5}$$

Такая зависимость установлена при исследовании трения металлов об абразивную поверхность. Коэффициент c зависит прежде всего от механических свойств испытуемого материала и от абразивных свойств истирающей поверхности. При введении на поверхность трения смазочного материала коэффициент c будет также зависеть от свойств этого материала. Таким образом, признается пропорциональность величины интенсивности изнашивания удельному давлению и в присутствии смазочного материала.

Если влияние давления на поверхности трения в период приработки на интенсивность изнашивания бесспорно, то влияние износа на изменение давления после окончания приработки учитывается не всегда, а зависимость интенсивности изнашивания от пробега после приработки принимают единой (или постоянной, или возрастающей, или убывающей) для всех типов сопряжения.

Впервые разнообразие кривых износа отметил А. С. Проников. Разнообразие это можно обосновать по результатам исследований. По М. М. Хрущову, при установившихся условиях трения, когда по мере износа давление изменяется на малую величину Δp, можно принять

$$\alpha = cp = c(p_0 + \Delta p) \text{ или } \alpha = \alpha_0 + c\Delta p. \tag{4.6}$$

Приведенная закономерность справедлива для всех видов изнашивания, в том числе и для механохимической формы абразивного изнашивания, которая для многих машин является основной. Под этим видом изнашивания подразумевают разрушение металла под воздействием твердых частиц, занесенных извне в контакт или образовавшихся в процессе износа (накопленные частицы износа). Однако эти твердые частицы могут производить совершенно различное механическое действие, начиная от микрорезания и кончая упругим деформированием материала.

Микрорезание при абразивном изнашивании наступает, когда контактные напряжения или деформации достигают разрушающих значений.

Этот вид изнашивания условно можно рассматривать как частный случай усталостного процесса, когда число механических воздействий, приводящих к разрушению деформированного микрообъема поверхности, равно единице.

Таким образом, и при абразивном изнашивании в установившихся условиях работы изменение интенсивности изнашивания от давления на поверхности трения линейное. Поэтому при известной закономерности изменения давления на поверхности трения по мере

износа деталей и сопряжений $\Delta p=\varphi(\Delta S)$ можно определить изменение интенсивности изнашивания в зависимости от износа детали

$$\Delta\alpha = c\varphi(\Delta S).$$

Если $\Delta p=c''\Delta S$, то $\Delta\alpha=cc''\Delta S=b\Delta S$, где $b=c\cdot c''$, $b=d\alpha/dS$ — коэффициент интенсификации изнашивания.

В таком случае

$$\alpha=\alpha_0\pm b\Delta S. \qquad (4.7)$$

Если же рассматривать изменение интенсивности изнашивания в зависимости от режима работы в целом (а не только от давления), то эта зависимость гораздо сложнее, поскольку режим работы окажет влияние на коэффициент пропорциональности. Частично это можно учесть, если коэффициент пропорциональности представить произведением сомножителей:

$$c=c'f_{\text{п}},$$

где $f_{\text{п}}$ — коэффициент трения; c' — коэффициент.

Такой записью коэффициента пропорциональности учитываем влияние режима работы на интенсивность изнашивания $\Delta\alpha=c'\times\times f_{\text{п}}\Delta p$.

Тогда изменение интенсивности изнашивания деталей в зависимости от режима работы сопряжений со смазочным материалом можно определить после подстановки в формулу вместо $f_{\text{п}}$ величины его математического ожидания. Экспериментальную проверку полученной закономерности проще всего производить при постоянном коэффициенте трения и установившемся режиме работы.

Следовательно, интенсивность изнашивания сопряжений при полужидкостной смазке должна изменяться пропорционально изменению давления на поверхности трения. Влияние последнего на интенсивность изнашивания признается, но не всегда учитывается влияние износа на изменение давления; зависимость износа от пробега или времени работы не может быть универсальной, так как у разных типов сопряжений износ деталей по-разному влияет на изменение давления на поверхности трения при установившихся условиях работы.

4.3. ИЗМЕНЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ СОПРЯЖЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Изменение интенсивности изнашивания сопряжения из-за износа сопряженных деталей будет влиять на форму зависимости износа сопряжения от пробега. При установившемся режиме работы износ зависит не только от трения, но и от взаимодавления сопряженных деталей. В процессе приработки размеры зоны контакта увеличиваются: если сила, с которой одна деталь прижата к дру-

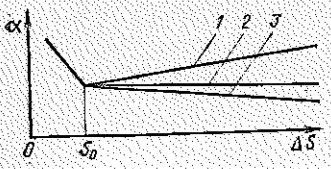


Рис. 4.5. Зависимость интенсивности изнашивания α сопряжения от износа S_0 за время приработки и ΔS — после приработки сопряжений динамически нагруженных *1*, саморазгружающихся *2* по мере износа и при отсутствии *3* влияния износа на условия нагружения

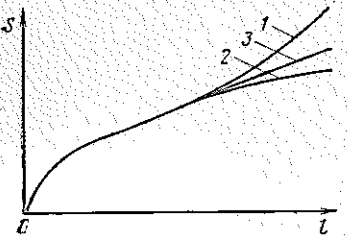


Рис. 4.6. Зависимость износа S сопряжений от пробега l автомобиля:

1 — сопряжения динамически нагруженные; *2* — саморазгружающиеся; *3* — статические

гой, постоянна, то давление, а следовательно, и износ за единицу пробега, будут уменьшаться (рис. 4.5). Площадь контакта перестанет увеличиваться, когда сопряженные детали будут соприкасаться по всей поверхности. При этом закончится и период приработки.

Если после окончания приработки сила прижатия одной детали к другой постоянна, то износ детали увеличивается пропорционально пробегу (рис. 4.6, кривая *3*). Но сила прижатия одной детали к другой не всегда остается постоянной, а поэтому изменятся и интенсивность изнашивания, в частности, деталей шатунно-кривошипной группы и сопряжения цилиндр — поршневое кольцо, динамически нагруженных и саморазгружающихся сопряжений.

Изменение интенсивности изнашивания в процессе эксплуатации динамически нагруженных сопряжений. Динамическими нагрузками называют силы, которые возникают при ускоренном движении отдельных деталей механизмов из-за неравномерной работы двигателя, специфических особенностей трансмиссии и характеристики дороги. В динамически нагруженных сопряжениях по мере износа деталей возникает дополнительная инерционная нагрузка. В качестве примера рассмотрим сопряжения шатунно-кривошипной группы деталей двигателя: втулка верхней головки шатуна — поршневой палец и шатунных подшипников.

На сопряжение втулка верхней головки шатуна — поршневой палец действуют две силы: сила давления газов и сила $I = ma$, обусловленная возвратно-поступательным движением поршня массой m с ускорением a. Сила давления газов почти не изменяется по мере износа сопряжения цилиндр — поршневое кольцо.

В шатунных подшипниках, кроме силы давления газов, действуют силы инерции, которые при наличии зазора в сопряжении вызывают удары. Работа удара A при радиальном перемещении одной детали (подшипника) относительно второй (шатунной шейки) при прочих равных условиях пропорциональна величине зазора в сопряжении

$$A = ma(S_0 + \Delta S),$$

где S_0 — зазор в сопряжении к концу приработки; ΔS — увеличение зазора после окончания приработки.

Следовательно, в процессе эксплуатации двигателя интенсивность изнашивания сопряжения (шатунных подшипников) должна непрерывно увеличиваться пропорционально изменению зазора в сопряжении

$$\alpha = cA = cma\,(S_0 + \Delta S); \quad \alpha = \alpha_0 + b\Delta S; \quad b = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta S} = \frac{d\alpha}{dS}, \quad (4.8)$$

где α_0 — интенсивность изнашивания к концу приработки; b — параметр, характеризующий изменение интенсивности изнашивания на единицу износа (коэффициент интенсификации изнашивания).

Так как интенсивность изнашивания в динамически нагруженных сопряжениях после окончания приработки увеличивается пропорционально, то закономерность изнашивания сопряжения в зависимости от пробега не будет линейной. Из уравнения $\alpha = dS/dl$ можно определить $l = \int \frac{dS}{\alpha} = \int \frac{dS}{\alpha_0 + b\Delta S}$,

так как для динамически нагруженных сопряжений $\alpha = \alpha_0 + b\Delta S$; $l = \frac{1}{b} \ln(\alpha_0 + b\Delta S) + c_1$; при $l = 0$, $\Delta S = 0$, $c_1 = -\frac{1}{b} \ln \alpha_0$; $l = \frac{1}{b} \ln \frac{\alpha_0 + d\Delta S}{\alpha_0}$;

$\Delta S = \frac{\alpha_0}{b}(e^{bl} - 1)$.

С учетом приработки износ сопряжения увеличивается в зависимости от пробега:

$$S = S_0 e^{bl},$$

где S_0 — износ в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации, т. е. при $l = 0$.

Закономерность изменения интенсивности изнашивания в зависимости от пробега $\alpha = \alpha_0 e^{bl}$ свидетельствует о ее непрерывном росте после окончания приработки.

При экспериментальной проверке влияния зазора на интенсивности изнашивания сопряжения сравнивается интенсивность изнашивания подшипников одного двигателя с различной величиной зазора и при возможно меньшем действии других, кроме величины зазора, факторов. Например, чтобы исключить или хотя бы ослабить действие технологических факторов, интенсивность изнашивания шеек этих подшипников сравнили за последний этап испытания. По приведенной методике было исследовано несколько моделей двигателей в стендовых и эксплуатационных условиях. При испытаниях интенсивность изнашивания сопряжений увеличивалась пропорционально зазору в шатунных подшипниках (рис. 4.7). Аналогичные результаты получены и при экспериментальной проверке влияния зазора в сопряжении на износ втулок верхней головки шатуна и поршневых пальцев. С увеличением зазора в сопряжениях шатунно-кривошипной группы пропорционально увеличивается интенсивность изнашивания сопряжения и деталей.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля наблюдается два этапа работы сопряжений — приработка и естественный износ. У сопряжений с динамической нагрузкой в период естественного износа интенсивность изнашивания увеличивается экспоненциально в зависимости от пробега.

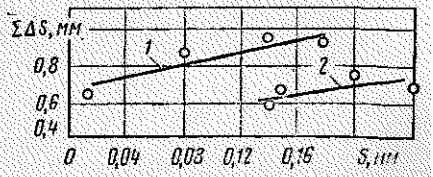


Рис. 4.7. Зависимость суммарного износа $\Sigma\Delta S$ шатунных шеек от зазора S в подшипниках в процессе эксплуатации:
1, 2 — этапы испытаний

Изменение интенсивности изнашивания саморазгружающегося сопряжения в процессе эксплуатации автомобиля. *Саморазгружающимися сопряжениями* назы-

вают такие, у которых уменьшается давление на поверхности трения по мере износа сопряжения в процессе эксплуатации. Наиболее убедительно это можно показать на примерах сопряжений цилиндр — поршневое кольцо и протектор шины — дорога.

Износ цилиндров и поршневых колец при одинаковых внешних условиях работы зависит от действия двух основных сил: давления газов и упругости поршневых колец. Установлено, что давление газов на кольце по мере износа сопряжения изменяется, хотя и мало.

Падение мощности двигателя происходит из-за уменьшения уплотняющей способности поршневых колец, герметичности камеры сгорания, упругости поршневого кольца и изменения формы гильзы. Чем больше отклонение формы гильзы в поперечном сечении от цилиндрической, чем меньше упругость поршневого кольца, тем больше изменяется прилегаемость кольца к гильзе при вращении его вокруг оси гильзы. Об изменении прилегаемости поршневого кольца к гильзе в зависимости от его положения в изношенной гильзе удобно судить по изменению зазора в стыке. Вероятно, чем лучше прилегаемость поршневого кольца при каком-либо положении его в гильзе, тем больше зазор в стыке. Практически площадь просвета между кольцом и гильзой пропорциональна износу гильзы. А так как из-за износа гильзы на величину Δd пропорционально увеличивается зазор в стыке кольца $\Delta S = \pi \Delta d$, упругость поршневого кольца $P_т$ уменьшается соответственно на величину $\Delta P_т = b_1 \Delta S = b_1 \pi \Delta d$, поэтому можно принять линейную зависимость между прилегаемостью кольца (герметичностью камеры сгорания, площадью просвета между кольцом и гильзой) и его упругостью (износом гильзы).

Таким образом, зависимость между снижением герметичности камеры сгорания (увеличением площади просветов между кольцом и гильзой) и уменьшением упругости поршневых колец на практике можно принять линейной. По экспериментальным данным, давление сжатия и сгорания уменьшается пропорционально площади просветов. А так как, в свою очередь, последняя увеличивается с уменьшением упругости кольца, то можно сказать, что давление сгорания и сжатия уменьшается пропорционально снижению упругости. Это вызвано утечкой газа. Такие закономерности справедливы при величине относительной площади просвета до 0,1 и постоянной цикловой подаче топлива при работе двигателя.

В карбюраторных двигателях осуществить постоянную цикловую подачу топлива невозможно, так как уменьшение давления в камере сгорания произойдет за счет утечки газа и снижения разрежения, а следовательно, и уменьшения количества топлива в камере сгорания. Поэтому с износом сопряжения кольцо — гильза уменьшается давление газов, а следовательно, и сила прижатия кольца к гильзе. Уменьшение давления газа на поверхности гильз (через кольцо) из-за снижения герметичности камеры сгорания (увеличения площади просветов) можно принять пропорциональным снижению упругости поршневого кольца. Критерием измене-

ния давления кольца на стенку гильзы можно считать изменение упругости поршневого кольца.

Таким образом, после окончания приработки увеличение утечки газов в картер приводит к уменьшению мощности двигателя из-за снижения давления при сжатии и сгорании. Падение давления кольца на стенку гильзы можно принять пропорциональным снижению его упругости. Поэтому закономерность изменения интенсивности изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо определяется закономерностью изменения упругости поршневого кольца.

В процессе эксплуатации двигателя цилиндр и поршневое кольцо изнашиваются по радиальной толщине и высоте. С изменением размеров кольца и цилиндра увеличивается зазор в стыке и уменьшается упругость поршневого кольца. Необходимо установить зависимость упругости поршневого кольца от увеличения зазора в стыке, который возможен при износе кольца и цилиндра по радиальной толщине.

Аналитическая зависимость уменьшения зазора в стыке кольца ΔS под действием касательно сжимающего усилия $P_т$, приложенного к концам кольца по средней линии

$$\Delta S = \frac{9\pi r^3 P_т}{2Eha^3}.$$

Для одного и того же кольца при $r = \text{const}$ имеем $\Delta S = b' P_т$ или $P_т = \Delta S / b'$.

В этих формулах r — радиус осевой линии кольца; h — высота кольца; a — радиальная толщина кольца; E — модуль упругости; $b' = 9\pi r^3/(2Eha^3)$ — коэффициент пропорциональности.

При аналитическом исследовании изменения упругости поршневого кольца по мере износа сопряженных поверхностей за величину $P_т$ принята упругость поршневого кольца, поставленного в цилиндр перед началом испытания. При этом ΔS — разница между зазором в стыке кольца в свободном состоянии S_c и поставленного в цилиндр S_0.

При износе цилиндра на величину Δd зазор в стыке увеличится на $\pi\Delta d$ по сравнению с начальным и составит $S_1 = S_0 + \pi\Delta d$ станет больше и радиус осевой линии кольца: $r_1 = r + \Delta d/2$. Практически увеличением радиуса можно пренебречь и принять $\Delta b' = 0$.

В таком случае для конкретного кольца

$$P_{т_1} = \frac{1}{b'}(\Delta S - \pi\Delta d) = \frac{\Delta S}{b'}\left(1 - \frac{\pi\Delta d}{\Delta S}\right)$$

или

$$P_{т_1} = P_т\left(1 - \frac{\pi\Delta d}{\Delta S}\right),$$

то есть сжимающее усилие, касательно приложенное к концам кольца по средней линии, изменяется обратно пропорционально изменению зазора в стыке кольца. Результаты приведенного аналитического исследования совпадают с экспериментальными данными.

Таким образом, по мере износа цилиндра увеличивается зазор в стыке кольца, пропорционально уменьшается упругое воздействие поршневого кольца на стенку цилиндра.

Интенсивность изнашивания цилиндра в зависимости от его диаметрального износа после окончания приработки изменяется по линейной закономерности типа

$$\alpha = \alpha_0 - b\Delta S_1, \tag{4.9}$$

где α_0 — интенсивность изнашивания цилиндра к концу приработки; $\Delta S_1 = \pi\Delta d$ — увеличение зазора в стыке кольца при диаметральном износе цилиндра Δd после окончания приработки.

При износе по радиальной толщине уменьшится упругость поршневого кольца, а следовательно, и давление кольца на стенку цилиндра. При износе по радиальной толщине даже на 1 мм ($\Delta a = 1$ мм) при $r = 47{,}5$ мм (двигатель ЗИЛ-130) изменение радиуса средней линии будет незначительным (1%), практически можно принять $r \approx r_0$ с очень малой погрешностью. Увеличение зазора в стыке ΔS_1 при износе кольца по радиальной толщине на величину Δa составит $\Delta S_1 = 2\pi\Delta a$. Упругость поршневого кольца соответственно изменится:

$$P_{r_1} = \frac{2Eh}{9\pi r^3}(a - \Delta a)^3(\Delta S - 2\pi\Delta a).$$

Если Δa взять в долях от радиальной толщины $\Delta a = ca$, то

$$P_{r_1} = \frac{2Eha^3}{9\pi r^3}(1 - c)^3(\Delta S - 2\pi ac).$$

Эту зависимость можно упростить, если исключить все члены выше второго порядка. Тогда

$$P_{r_1} = P_r\left(1 - \frac{2\pi a + 3\Delta S}{\Delta S}c + \frac{4\pi a + 3\Delta S}{\Delta S}c^2\right). \tag{4.10}$$

Возможная погрешность от упрощения зависимости при $c \leqslant 0{,}1$ составит не более 1% для поршневых компрессионных колец.

Изменение интенсивности изнашивания α поршневого кольца в зависимости от износа его по радиальной толщине

$$\alpha = \alpha_0 - b\Delta S_1 + c_1\Delta S_1^2,$$

где α_0 — интенсивность изнашивания поршневого кольца в конце приработки; c_1 — коэффициент.

Для поршневого кольца закономерность износа в зависимости от пробега или времени работы (при заданной точности отклонения не более 1%) будет отличаться от типовой, которую принимают линейной после окончания приработки, но она мало удобна для практического использования.

Зависимость (4.10) упрощается, если в уравнении оставить члены только первого порядка:

$$P_{T_1} = P_T\left(1 - \frac{2\pi a + 3\Delta S}{\Delta S}\,c\right).$$

Тогда $\alpha = \varphi(\Delta S_1)$.

При этом величина P_{T_1} при $c \leqslant 0{,}1$ составит 0,885 от фактической для поршневых колец двигателя ЗИЛ-130.

Итак, упругость поршневого кольца уменьшается и при износе кольца по радиальной толщине, поэтому уменьшается и давление кольца на стенку цилиндра. При износе поршневого кольца и цилиндра по радиальной толщине упругость кольца падает практически линейно. Следовательно, интенсивность изнашивания цилиндров и поршневых колец при износе сопряжения уменьшается также линейно (при $\Delta a \leqslant 0{,}1\,a$):

$$\alpha = \alpha_0 - b\,(2\pi\Delta a + \pi\Delta d), \text{ или } \alpha = \alpha_0 - b\Delta S, \qquad (4.11)$$

где ΔS — увеличение зазора в стыке кольца при износе поршневого кольца и цилиндра по радиальной толщине.

Полученная зависимость износа сопряжений цилиндр — поршневое кольцо от пробега после окончания приработки

$$\Delta S = \frac{\alpha_0}{b}\,(1 - e^{-bl}) \qquad (4.12)$$

отличается от типовой линейной, так как интенсивность изнашивания сопряжения в зависимости от пробега не остается постоянной. Это доказано практическими наблюдениями.

Толщина поршневых колец и гильзы экспоненциально убывает в процессе эксплуатации

$$a = a_0 e^{-bl},$$

где a_0 — толщина кольца, гильзы в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации.

Закономерность изменения интенсивности изнашивания в зависимости от пробега

$$\alpha = \alpha_0 e^{-bl}, \qquad (4.13)$$

где α_0 — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации.

Таким образом, интенсивность изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо уменьшается в зависимости от пробега после окончания приработки по экспоненциальному закону.

Для экспериментального исследования влияния изменения упругости поршневых колец на изменение интенсивности изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо у трех первых поршневых колец одного и того же шестицилиндрового двигателя снизили упругость за счет уменьшения радиальной толщины расточкой. При этом состояние рабочих поверхностей поршневого кольца не было нарушено. Упругость поршневых колец перед началом и после про-

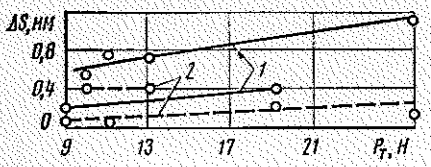


Рис. 4.8. Износ ΔS сопряжения гильза — первое компрессионное кольцо автомобильного двигателя в зависимости от упругости P_1 поршневого кольца за все время (*1*) и за последние 100 ч стендовых испытаний (*2*)

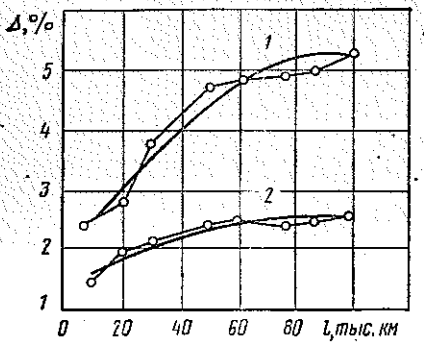


Рис. 4.9. Изменение Δ ширины профиля *1* и наружного диаметра *2* шин от первоначальных значений в зависимости от пробега *l* автомобиля

ведения испытания измеряли непосредственно на поршне специально изготовленным приспособлением. Испытания двигателя производили без нагрузки, при постоянной частоте вращения коленчатого вала, в течение 200 ч. Результаты экспериментального исследования показали (рис. 4.8), что интенсивность изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо изменяется пропорционально упругости поршневого кольца по данным за все время испытания и на последнем этапе.

Как видно из приведенного, закономерности износа сопряжений шатунно-кривошипной группы деталей и цилиндр — поршневое кольцо отличаются друг от друга (см. рис. 4.6), так как имеют разную закономерность изменения интенсивности изнашивания после окончания приработки. Все приведенные закономерности износа деталей, сопряжений от пути трения, пробега справедливы при установившемся режиме работы.

И еще один пример самонагружающегося сопряжения. При постоянной внешней нагрузке изменение давления на поверхности трения, например, протектора шины, возможно при изменении площади контакта шины с дорогой. Последняя может изменяться из-за увеличения ширины профиля в процессе эксплуатации и изменения наружного диаметра шины (рис. 4.9), увеличения площади контакта элемента протектора с дорогой. При нерасчлененном рисунке протектора площадь касания каждого элемента рисунка увеличивается пропорционально износу протектора из-за литейных уклонов. Закономерность изменения давления на поверхности трения по мере износа протектора определяет зависимость интенсивности изнашивания шины от износа протектора, а следовательно, закономерность износа шины от пробега и ее долговечность.

Так, по некоторым данным, ширина отпечатка шин с износом 75 и 100% соответственно на 7 и 10% больше, чем у новой шины. Длина отпечатка по мере износа протектора хоть и уменьшается, но незначительно (см. рис. 4.9). Износ оказывает влияние на насыщенность рисунка протектора, так как у основания элементов рисунка размеры больше.

Следовательно, по мере износа протектора давление в плоскости контакта с дорогой должно уменьшаться, должна уменьшаться и интенсивность изнашивания (см. формулу 4.5).

Уменьшение интенсивности изнашивания протектора в процессе эксплуатации шин считается следствием повышения жесткости выступа, благодаря чему уменьшается его проскальзывание по поверхности дороги. В то же время, интенсивность изнашивания уменьшается и пропорционально износу протектора (см. формулу 4.11). Зависимость износа шин от пробега достаточно сложна (см. формулу 4.12 и рис. 4.10). Зависимость интенсивности изнашивания шин от пробега $\alpha = \alpha_0 e^{-bl}$.

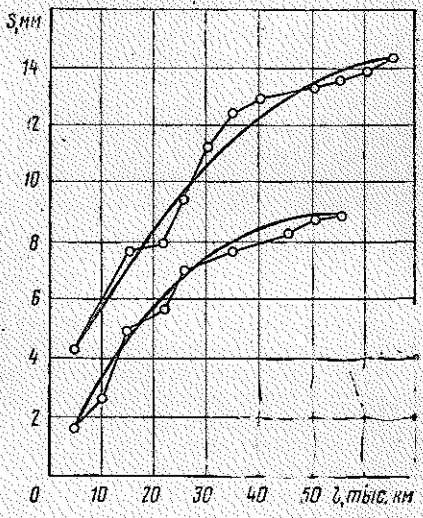


Рис. 4.10. Зависимость износа S протектора шины от пробега l автомобиля

С небольшой погрешностью можно принять интенсивность изнашивания шин постоянной, а зависимость износа шин от пробега линейной из-за незначительного увеличения площади контакта и действия других факторов.

Таким образом, из-за разного влияния износа сопряжения на величину давления в зоне контакта сопряженных деталей кривая износа сопряжений не может быть единой для всех сопряжений. У большинства сопряжений интенсивность изнашивания после окончания приработки не может оставаться постоянной, чаще всего она экспоненциально возрастает в процессе эксплуатации. Это определяет и форму кривой распределения отказов агрегатов автомобиля в процессе эксплуатации при статистической оценке их надежности, и закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в процессе его использования.

Кривая распределения вероятности отказа динамически нагруженных сопряжений агрегатов автомобиля. Количественно надежность оценивают чаще всего вероятностью безотказной работы и интенсивностью отказов. Для характеристики надежности автомобиля и его агрегатов строят вначале кривую распределения отказов по пробегу. Для этого разницу между пробегом до первого и до последнего отказа делят на несколько интервалов. Зная, сколько было отказов в каждом интервале пробега, строят кривую распределения отказов. Если, например, из n двигателей в первом интервале отказали $\bar{n}_1$, во втором $\bar{n}_2$, а в последнем $\bar{n}_i$, то $\bar{n}_1 + \bar{n}_2 + \ldots + \bar{n}_i = n$. Обычно в каждом интервале проставляют не число отка-

зов, а долю его отказов от общих, так называемую частость, иногда ее выражают в процентах. Таким образом, $f^*(l_1)=\bar{n}_1/n$; $f^*(l_i)=\bar{n}_i/n$.

По этим данным получают экспериментальную кривую распределения плотности отказов. Чтобы получить кривую вероятности отказа, нужно число отказов к началу рассматриваемого интервала отнести к общему числу отказов:

$$\bar{P}(l_3)=\frac{\bar{n}_1+\bar{n}_2}{n}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{2}\bar{n}_i.$$

Вероятность безотказной работы в каком-либо интервале характеризуют отношением числа оставшихся работоспособными автомобилей или агрегатов к общему числу их перед началом отказов. Так, если было n исправных двигателей, а за первые два интервала отказали $\bar{n}_1+\bar{n}_2$ двигателей, то вероятность безотказной работы в третьем интервале составляет

$$P^*(l_3)=\frac{n-(\bar{n}_1+\bar{n}_2)}{n}.$$

Изменение вероятности безотказной работы неремонтируемого изделия в каком-либо интервале характеризуют интенсивностью отказов за этот интервал. Интенсивность отказов (или параметр потока отказов для ремонтируемых изделий) определяют по отношению числа отказавших за этот интервал изделий к числу работоспособных перед началом рассматриваемого интервала, и частное делят на величину интервала. Так, интенсивность отказов в третьем интервале

$$\lambda_3=\frac{\bar{n}_3}{(n-\bar{n}_1-\bar{n}_2)\,\Delta l_3}.$$

Например, если у двадцати автомобилей за пробег каждого из них 10 тыс. км было два отказа, то $\lambda=2/(20\cdot 10)=10^{-2}$ 1/тыс. км. Интенсивность отказов можно определить делением изменения вероятности отказа на единицу пробега на вероятность безотказной работы

$$\lambda=\frac{\bar{P}(l)-\bar{P}(l+\Delta l)}{P(l)\,\Delta l}=-\frac{\Delta\bar{P}(l)}{P(l)\Delta l},$$

так как за пробег Δl вместо n_l работоспособных автомобилей осталось $n_{l+\Delta l}$, то $\lambda=\dfrac{n_l-n_{l+\Delta l}}{n_l\Delta l}$, где $n_l=n_0P(l)$; $n_{l+\Delta l}=n_0P(l+\Delta l)$.

Чтобы установить связь между λ и $P(l)$, нужно проинтегрировать при $\Delta l\to 0$:

$$\int_0^l\lambda dl=\int_0^l-\frac{dP(l)}{P(l)};\quad \int_0^l\lambda dl=-\ln P(l);\quad P(l)=e^{-\int_0^l\lambda dl}. \qquad (4.14)$$

При отказах из-за нарушения прочности интенсивность отказа будет постоянной, от пробега не зависящей, и поэтому $\int_0^l \lambda dl = \lambda l$, а вероятность безотказной работы подчиняется экспоненциальному закону $P(l) = e^{-\lambda l}$. Принято считать, что по этому закону распределены отказы из-за поломки рессор, прокола шин.

Приняв за основу общеизвестную аналитически обоснованную и экспериментально проверенную экспоненциальную зависимость интенсивности изнашивания и усталостного разрушения детали, сопряжения от пробега автомобиля, можно утверждать, что соответственно и интенсивность отказов для неремонтируемых изделий (или параметра потока отказов — для ремонтируемых) возрастает экспоненциально

$$\lambda = \lambda_0 e^{bl}, \tag{4.15}$$

где λ_0 — интенсивность отказов первых изделий, приведенная к началу эксплуатации автомобиля.

Величины b и λ_0 получают экспериментально как параметры в данном случае экспоненциальной зависимости, преобразованной в линейную. Данные за первый период эксплуатации, за период приработки не используют. По величине λ_0 и α_0 будут меньше, чем после окончания приработки. Такой прием значительно упрощает форму зависимости, а соответственно, и методику определения ее параметров.

Зависимость вероятности безотказной работы от пробега автомобиля с начала эксплуатации можно получить на основе закономерностей (4.13), (4.14)

$$P(l) = e^{-\int_0^l \lambda dl} = e^{-\lambda_0 \int_0^l e^{bl} dl}; \quad P(l) = e^{-\frac{\lambda_0}{b} e^{bl} + c'}.$$

Постоянную интегрирования определяют при $l = 0$, когда $P(l) = 1$, $c' = e^{\frac{\lambda_0}{b}}$.

Началом отсчета пробега до замены детали является момент постановки детали взамен изношенной, а его окончанием — замена ее на новую.

Соответственно и вероятность безотказной работы принимает вид

$$P(l) = e^{-\int \lambda dl} = e^{-\frac{\lambda_0}{b}(e^{bl} - 1)}, \tag{4.16}$$

отличный от общеизвестных и наиболее часто употребляемых: нормального, экспоненциального, Вейбула и др.

Аналитическую зависимость плотности распределения пробега до постепенного отказа можно получить из зависимости $\lambda = f(l)/P(l)$, откуда $f(l) = \lambda P(l)$. Для полученного сложно-экспоненциального

закона вероятности распределения пробега до отказа и соответствующей ему интенсивности отказов имеем

$$f(l)=\lambda_0 e^{bl} e^{-\frac{\lambda_0}{b}(e^{bl}-1)}, \text{ или } f(l)=\lambda_0 e^{bl-\frac{\lambda_0}{b}(e^{bl}-1)}, \quad (4.17)$$

Для расчета удобнее пользоваться исходной формулой при известных величинах λ и $P(l)$. Приведенные положения хорошо подтверждаются экспериментальными данными. Так, параметр потока отказов, число ремонтов легкового автомобиля за единицу пробега экспоненциально возрастает:

до капитального ремонта

$$\lambda = 0{,}086 e^{0{,}013 l};$$

после капитального ремонта

$$\lambda = 0{,}337 e^{0{,}015 l},$$

(в последнем случае l — пробег после капитального ремонта); коэффициент корреляции в первом случае 0,97, во втором — 0,84.

Изменение параметра потока отказов шатунных подшипников двигателя легкового автомобиля

$$\lambda = 0{,}0052 e^{0{,}021 l}.$$

Вероятность безотказной работы

$$P(l) = e^{0{,}248\,(1-e^{0{,}021 l})};$$

плотность распределения пробега до отказа

$$f(l) = 0{,}0052 e^{0{,}021 l} e^{0{,}243\,(1-e^{0{,}021 l})}.$$

Параметр потока отказов шатунных подшипников подсчитывали при средней величине пробега за интервал. Поэтому и число исправных двигателей в интервале принимали средним в начале и в конце интервала

$$\lambda_i = \frac{\bar{n}_i}{n \Delta l},$$

где $n = {}^1/_2 (n_i + n_{i+1})$; n_i, n_{i+1} — число исправных двигателей в начале и в конце рассматриваемого интервала (табл. 4.1).

При наличии экспериментальных данных рассчитывают средний пробег σ и строят аналитическую кривую распределения отказов, а на ее основе — кривую вероятности безотказной работы и кривую параметра потока отказов. Для непрерывных случайных величин вероятность безотказной работы в l_i интервале

$$P(l_i) = 1 - \int_{l_0}^{l_i} f(l_i)\, dl.$$

Итак, пробег автомобиля до прокола шин имеет распределение экспоненциальное; отказы из-за старения материала имеют распределение Вейбулла; интенсивность отказов из-за износа и усталостного разрушения деталей возрастает с увеличением пробега,

Таблица 4.1. Параметр потока отказов, вероятность безотказной работы шатунных подшипников двигателя легкового автомобиля

Пробег, тыс. км			Число отказов за интервал	Число исправных	Параметр потока отказов, 1/тыс. км		Вероятность безотказной работы				Плотность сложно-экспоненциального распределения
с начала эксплуатации	после первого отказа: интервал	после первого отказа: среднее значение			экспериментальный	аналитический	экспериментальная	нормальная	полином 2-го порядка	сложно-экспоненциальная	
45—55	0—10	5	6	94	0,0062	0,00585	0,94	0,969	0,915	0,94	0,00545
55—65	10—20	15	10	84	0,011	0,00698	0,84	0,922	0,828	0,88	0,00606
65—75	20—30	25	4	80	0,0049	0,00863	0,80	0,855	0,761	0,80	0,00705
75—85	30—40	35	8	72	0,0105	0,01066	0,72	0,756	0,701	0,72	0,00791
85—95	40—50	45	12	60	0,018	0,01318	0,60	0,660	0,637	0,63	0,0082
95—105	50—60	55	6	54	0,0105	0,01630	0,54	0,542	0,564	0,53	0,00848
105—115	60—70	65	10	44	0,020	0,02014	0,44	0,442	0,478	0,43	0,00875
115—125	70—80	75	13	31	0,034	0,02490	0,31	0,310	0,384	0,34	0,00850
125—135	80—90	85	11	20	0,043	0,03078	0,20	0,213	0,287	0,25	0,00775
135—145	90—100	95	8	12	0,050	0,03804	0,12	0,136	0,197	0,17	0,00648
145—155	100—110	105	3	9	0,028	0,04703	0,09	0,081	0,123	0,10	0,00470
155—165	110—120	115	2	7	0,025	0,05813	0,07	0,043	0,068	0,06	0,00348
165—175	120—130	125	3	4	0,054	0,07185	0,04	0,020	0,033	0,03	0,00213
175—185	130—140	135	3	1	0,120	0,09881	0,01	0,007	0,014	0,01	0,00089
185—195	140—150	145	1	0	0,200	0,10977	0,00	0,0001	0,005	0,004	0,00048
			100								

а распределение отказов сложно-экспоненциальное (с достаточной точностью можно заменить нормальным).

Статистические данные по надежности автомобиля в процессе эксплуатации являются первыми, предварительными для определения затрат на поддержание работоспособности. Это — пассивная форма управления техническим состоянием автомобиля. Более эффективна форма управления, основанная на знании физических закономерностей изменения технического состояния, основных причин изменения размеров и геометрической формы сопряженных поверхностей.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля в установившихся условиях из-за износа деталей изменяется давление на поверхности трения. После окончания приработки интенсивность изнашивания изменяется пропорционально износу сопряжения: увеличивается у большинства деталей, уменьшается у некоторых деталей из-за уменьшения нагрузки или увеличения площади контакта; у отдельных сопряжений остается без изменения. При установившемся режиме работы и параметрах среды интенсивность отказов агрегатов из-за износа и усталостных разрушений деталей экспоненциально увеличивается в зависимости от пробега автомобиля. Поэтому закон распределение отказов агрегатов имеет сложно-экспоненциальную форму, которую с достаточной точностью можно аппроксимировать нормальным законом распределения.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

За критерий эффективности работы автомобильного транспорта принимают не просто количество транспортной продукции, приходящейся на одного работающего, а главным образом себестоимость перевозок, 9—25% которой составляют затраты на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации в заданных, установившихся условиях.

Закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля является лишь одной из комплекса взаимосвязанных закономерностей, составляющих теорию технической эксплуатации, в основе которой заложена закономерность изменения технического состояния автомобиля. Для выполнения главной цели технической эксплуатации — сведение до минимума удельных затрат, следует установить оптимальную периодичность технических воздействий, критерии оптимального пробега до ТО и ТР агрегатов автомобиля, до предельного состояния основных его сопряжений или эксплуатационного материала, например, масла. Поэтому следует обосновать критерии предельного состояния основных деталей и сопряжений агрегатов. Однако это — пассивная форма снижения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля, зависящая от уровня технической эксплуатации автомобиля и его конструкции.

Удельные затраты на ТО и особенно ТР можно снизить за счет совершенствования их организации и технологии.

Для активного управления уровнем удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации в заданных условиях необходимо знать:

закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности агрегатов автомобиля, критерии предельного состояния основных деталей;

пути снижения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации;

современную планово-предупредительную систему ТО и ремонта автомобилей, методику разработки режима ТО.

Глава 5

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АГРЕГАТОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

5.1. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРАНСМИССИИ

До сих пор методы поддержания автомобилей в работоспособном состоянии разрабатывают на основе экспериментальных данных. И если раньше ограничивались получением данных, то в настоящее время эти данные связывают и между собой и с пробегом

автомобиля с помощью статистических способов анализа распределения или же аппроксимируют зависимости уравнениями, чаще всего параболой второго порядка.

Для минимизации затрат необходимо по возможности воздействовать на основные факторы, определяющие затраты, т. е. переходить от пассивной регистрации к активному управлению процессами. А для этого необходимо изучить механизм изменения технического состояния каждого сопряжения, узла, агрегата, автомобиля в целом. Только это может стать основой для физического обоснования закономерностей изменения эксплуатационных показателей (расхода масла, утечки газов в картер, пробега до ремонта агрегата и т. п.).

Итак, основой научного обоснования методов поддержания работоспособности автомобиля с минимальными затратами является исследование закономерностей изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации.

Первопричиной изменения состояния автомобиля является износ. Чтобы управлять процессом, прогнозировать его изменение, нужно исследовать зависимость износа от пробега в процессе эксплуатации. По общепринятой кривой износа необходимо сделать два замечания.

Во-первых, еще господствует версия о трехстадийном износе деталей: приработка, нормальный и аварийный периоды. Можно согласиться с существованием только двух периодов, их можно объяснить; третьего же, аварийного, периода нет, а есть нерациональный период эксплуатации. Разница здесь не только в названии, но и в принципе: в третий, нерациональный, период кривая износа будет иметь такой же характер, какой она была после окончания приработки. Определяют начало нерационального периода эксплуатации по моменту увеличения суммарных удельных расходов на эксплуатацию.

Во-вторых, после окончания приработки кривая износа не может быть единой для всех типов сопряжений. Очень редко она является линейной, за небольшим исключением она экспоненциально возрастает с увеличением пробега.

Следовательно, для минимизации затрат на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии необходимо:

положить научно обоснованную кривую износа в основу анализа изменения технического состояния, а следовательно, и методов поддержания работоспособности автомобиля при минимальных затратах, и закономерности изменения удельных затрат на поддержание работоспособности подвижного состава в процессе эксплуатации;

отыскать простые способы контроля технического состояния узлов или хотя бы оценки его изменения;

обосновать критерий предельного состояния агрегатов, сопряжений, деталей.

Рассмотрим закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации на примере двигателя и трансмиссии.

Более половины всех отказов автомобиля приходится на агрегаты трансмиссии. Так, у автомобилей ЗИЛ до 16% отказов возникают у карданного вала, 21% — у переднего моста и руля, 10—11% — у коробки передач и столько же — у заднего моста. Отсюда длительные простои автомобилей и расход запасных деталей на ремонт агрегатов трансмиссии.

Вероятность отказа агрегатов трансмиссии увеличивается не только по мере износа, изменения параметров, геометрической формы деталей рассматриваемого агрегата, но и других, последовательно с ним связанных. В качестве иллюстрации можно взять сопряжение одного агрегата, например, редуктора заднего моста. Подшипники качения редуктора не являются динамически нагруженными, но из-за влияния динамически нагруженных последовательно с ним связанных зубчатых передач нагрузка на подшипники качения, а следовательно, и интенсивность изнашивания деталей подшипника по мере износа зубьев шестерен увеличивается. Аналогично взаимное влияние и по другим агрегатам трансмиссии.

Можно аналитически установить влияние износа сопряжений одного агрегата на величину нагрузки, крутящего момента других, последовательно с ним связанных агрегатов. Например, из-за износа S зубьев коробки передач возникает дополнительный крутящий момент на карданном валу

$$M = M_0 + bS,$$

где M_0 — крутящий момент, получаемый сопряжением (агрегатом, коробкой передач) для дальнейшей передачи; b — коэффициент, характеризующий изменение крутящего момента на единицу износа сопряжений (коробки передач в данном случае).

Таким образом, изменение технического состояния любого агрегата трансмиссии зависит от технического состояния остальных, последовательно связанных с ним агрегатов.

Так, увеличение крутящего момента на карданном валу из-за износа зубьев шестерен коробки передач характеризуется следующими экспериментальными данными:

Износ, мм	0	0,22	0,32
Крутящий момент, Н·м, при частоте вращения вала, мин$^{-1}$:			
450	70	111	117
1450	116	166	183,5

Коэффициент корреляции линейной зависимости по этим данным составляет 0,966.

Из-за износа зубьев шестерен коробки передач увеличивается нагрузка и на остальные последовательно связанные с ней сопряжения узлов (крестовина шарнира, редуктор заднего моста и др.) и наоборот, из-за износа сопряжений заднего моста, например, увеличивается нагрузка на сопряжения крестовины шарнира, на зубья шестерен коробки передач, диски сцепления и т. д. Все

сопряжения, за небольшим исключением, динамически нагружены, поэтому закономерность износа в процессе эксплуатации каждого из последовательно связанных сопряжений экспоненциальная.

Из приведенного аналитического вывода о взаимном влиянии последовательно связанных сопряжений можно определить техническое состояние всех агрегатов автомобиля по изменению технического состояния одного из них, установить изменение наработки в зависимости от пробега автомобиля с начала эксплуатации, а следовательно, и расхода деталей, трудоемкости устранения отказа и других показателей состояния автомобиля.

Поскольку техническое состояние агрегатов трансмиссии взаимосвязано, должна существовать и взаимная зависимость их износа. *По износу одного агрегата трансмиссии автомобиля можно судить об износе остальных агрегатов.* Например, износ сопряжений главной передачи

$$S_г = S_{0г} e^{b_2 l},$$

суммарный износ последовательно связанных сопряжений от коробки передач до колеса включительно

$$S_Σ = S_{0Σ} e^{b_Σ l},$$

где $S_г$ — износ сопряжений главной передачи; $S_Σ$ — суммарный износ сопряжений; $S_{0г}$, $S_{0Σ}$ — износ в конце приработки, приведенный к началу координат $b_г$, $b_Σ$ — коэффициенты интенсификации; l — пробег автомобиля с начала эксплуатации.

Соотношение величин износа составит

$$\frac{S_г}{S_Σ} = \frac{S_{0г} e^{b_2 l}}{S_{0Σ} e^{b_Σ l}} = S_0' e^{\Delta b l},$$

где $S_0' = \frac{S_{0г}}{S_{0Σ}}$; $\Delta b = b_г - b_Σ$.

При малых значениях Δb имеем

$$\frac{S_г}{S_Σ} \approx S_0'(1 + \Delta b l) \approx S_0' + S_0' \Delta b l \text{ или } S_г = S_Σ (S_0' + b' l),$$

где $b' = S_0' \Delta b$.

На практике техническое состояние последовательно связанных сопряжений и агрегатов оценивают по соотношению $S_г \approx S_0' S_Σ$.

Величина допущенной при этом погрешности $S_Σ b' l$ пропорциональна пробегу между проверками. Судя по статистическим данным, соотношение износа главной передачи к суммарному износу за 100 тыс. км пробега автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 между проверками увеличивается с 0,697 до 0,78, т. е. на 11%:

Пробег, тыс. км	54,3	70,2	77,5	99,7	150,8
Соотношение износа:					
экспериментально . . .	0,766	0,714	0,643	0,714	0,81
теоретически	0,697	0,710	0,717	0,735	0,78

Таблица 5.1. Параметр зависимости пробега агрегата до очередного ремонта от пробега автомобиля с начала эксплуатации (данные по 15 автомобилям ЗИЛ-130)

Агрегат	Параметр l_0, 10^3 км	Коэффициент b, 10^{-3} км	Коэффициент корреляции
Сцепление	86,7	—9,52	—0,66
Коробка передач	384,4	—9,56	—0,63
Карданный вал, крестовина:			
задняя	27,6	—2,49	—0,73
передняя	100,6	—8,97	—0,75

При ухудшении технического состояния одного агрегата повышается интенсивность изнашивания других последовательно связанных с ним агрегатов, уменьшается пробег автомобиля до очередной замены или ремонта агрегатов. Аналитическую зависимость изменения среднего пробега агрегата до ремонта от пробега автомобиля с начала эксплуатации можно получить, исходя из уравнения

$$l_i = S_п/\alpha,$$

где $S_п$ — предельный износ основного сопряжения агрегата; α — интенсивность изнашивания.

Даже при наличии одного динамически нагруженного сопряжения в последовательно связанных сопряжениях интенсивность изнашивания каждого сопряжения в зависимости от пробега экспоненциально увеличивается, поэтому

$$l_i = \frac{S_п}{\alpha_0 e^{bl}} = l_0 e^{-bl}, \qquad (5.1)$$

где l_0 — пробег до первого ремонта агрегата, приведенный к началу пробега автомобиля; b — коэффициент.

Полученную аналитическую зависимость подтверждают статические данные пробега до замены агрегатов автомобилей (табл. 5.1). Полученные коэффициенты корреляции соответствуют умеренной и высокой степени связи статистических и аналитических данных. Во втором столбце табл. 5.1 цифры обозначают пробег агрегата до первого ремонта, приведенный к началу эксплуатации автомобиля. Знание величин параметров связи пробега агрегата до ремонта с пробегом автомобиля с начала эксплуатации необходимо для планирования расхода запасных частей.

Приведенная зависимость подтверждена и по другим моделям автомобилей, например, МАЗ-503Б. Так, пробег до очередного ремонта двигателя ЯМЗ-236 уменьшается в зависимости от пробега автомобиля с начала эксплуатации $l_i = 58\,e^{-0,00757l}$ тыс. км, а крестовины кардана $l_i = 121{,}7\,e^{-0,00995l}$ тыс. км.

Таким образом, причиной изменения технического состояния узлов и агрегатов автомобиля является их износ, который приводит к изменению всех эксплуатационных показателей. Межремонтные

пробеги агрегатов трансмиссии в зависимости от пробега с начала эксплуатации автомобиля уменьшаются по экспоненциальной зависимости. Затраты на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии в зависимости от пробега с начала эксплуатации увеличиваются экспоненциально. При прогнозировании затрат на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии необходимо учитывать условия эксплуатации, в том числе режим работы.

Для активного управления затратами на поддержание работоспособности автомобиля необходимо оценить параметры зависимости удельных затрат практически еще при отсутствии данных по затратам. Для этой цели необходимо установить зависимость удельных затрат от износа агрегатов, изменения их технического состояния.

5.2. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА АГРЕГАТОВ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

Технико-экономическими показателями называют совокупность эксплуатационных и экономических показателей работы автомобиля. На практике из эксплуатационных показателей технического состояния наиболее часто используют данные по износу деталей тех сопряжений, в которых легко определить величину самого износа (протектор шин, тормозные накладки, люфты в трансмиссии и т. д.) или же оценить его по косвенным показателям износа — по расходу и давлению масла, утечке газов, характеризующих техническое состояние двигателя и т. д. Из экономических показателей автомобиля наибольший практический интерес представляет величина удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля. Эксплуатационные показатели необходимы для прогнозирования затрат на поддержание работоспособности агрегатов автомобиля в процессе эксплуатации. Для характеристики изменения затрат на поддержание автомобиля в технически исправном состоянии принимаем эксплуатационные показатели двигателя и удельные затраты на поддержание работоспособности агрегатов трансмиссии автомобиля.

Зависимость эксплуатационных показателей двигателя от пробега автомобиля. Ресурс двигателя до ремонта определяют по давлению и расходу масла, утечке газов в картер, пусковым качествам, мощности и другим показателям. Изменение их является следствием износа деталей двигателя, в данном случае цилиндро-поршневой и шатунно-кривошипной групп: поршневых колец, гильз, канавок поршня, подшипников коленчатого вала. Поэтому необходимо конкретизировать сопряжение, износ которого влияет на изменение определенного эксплуатационного показателя, и установить, по возможности, аналитическую зависимость величины эксплуатационного показателя от износа этого сопряжения, чтобы иметь возможность определять его пробег до ремонта.

Расход смазки зависит главным образом от износа сопряжений кольцо — канавка поршня, так как при этом усиливается насосное действие поршневых колец. Количество масла в камере сгорания увеличивается пропорционально зазору, величина которого после окончания приработки изменяется экспоненциально. Изменение уга-

ра масла в процессе эксплуатации должно иметь аналогичную форму зависимости

$$Q = Q_0 e^{bl}, \qquad (5.2)$$

где Q_0 — угар масла, приведенный к началу эксплуатации автомобиля; l — пробег с начала эксплуатации автомобиля.

Эту аналитическую зависимость хорошо подтверждают экспериментальные данные, полученные при эксплуатации автомобиля летом (рис. 5.1, кривые *1* и *2*), весной и осенью (кривая *3*). И в этом случае при определении параметров следует опускать данные периода приработки. В наиболее легких условиях работы этот период может сильно затянуться (кривая *3*). Расход масла зависит и от прилегаемости кольца к гильзе. Особенно четко это проявляется в период приработки кольца к гильзе, когда расход уменьшается, хотя зазор в сопряжении кольцо — канавка увеличивается. После окончания приработки кольца к гильзе расход масла зависит главным образом от зазора между кольцом и канавкой, поэтому он может быть критерием состояния сопряжения кольцо — канавка поршня.

Утечка газов в картер, пусковые качества двигателя зависят от герметичности камеры сгорания, от прилегаемости поршневого кольца к стенке гильзы. Последняя, в свою очередь, зависит от упругости поршневого кольца и формы гильзы. Чем больше отклонение формы гильзы в поперечном сечении от цилиндрической, чем меньше упругость поршневого кольца, тем больше изменяется прилегаемость кольца к гильзе при вращении его вокруг оси гильзы. Исследования прилегаемости поршневого кольца к изношенной гильзе были проведены на автомобильных двигателях, в частности, на двигателе ГАЗ-21. Износ гильзы в первом поясе составлял от 0,02 до 0,13 мм. При установке первого поршневого кольца по неизношенному пояску зазор в стыке при перемещении кольца вокруг оси гильзы изменялся в пределах 15 мкм. При вращении этого же кольца в первом, наиболее изношенном поясе, изменение величин зазора в стыке при вращении колебалось в более широких пределах до 50 мкм. Следовательно, чем больше изношена гильза, изменилась ее геометрическая форма в поперечном сечении, тем больше рассеивание значений зазора в стыке при вращении кольца, тем хуже герметичность сопряжения кольцо — гильза.

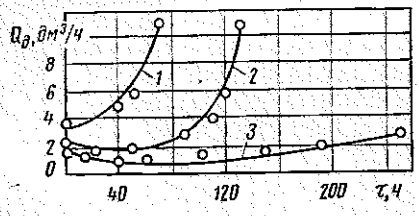


Рис. 5.1. Зависимость расхода $Q_д$ масла от времени τ работы двигателя в различных дорожных условиях:

1 — летом, песчаная почва, обильная запыленность воздуха; *2* — летом, супесчаная почва, средняя запыленность воздуха; *3* — весной и осенью, технически чистый воздух

Прилегаемость кольца к гильзе неправильной, но одинаковой формы имеет весьма сложную зависимость от упругости кольца. При уменьшении упругости пор-

шневых колец до 50% зависимость изменения прилегаемости кольца от его упругости можно принять линейной. Лучше всего воспользоваться экспериментальными данными. Как видно из рис. 5.2, площадь просвета изменяется пропорционально износу гильзы. Зависимость упругости от износа также можно принять линейной. Поэтому изменение прилегаемости от износа можно считать линейной. Тогда зависимость

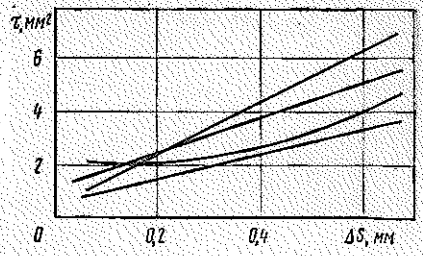


Рис. 5.2. Зависимость площади просвета F между кольцом и гильзой от износа ΔS (упругости кольца гильзы)

величины утечки газов в картер и расхода топлива от пробега будет аналогична зависимости износа деталей сопряжения поршневое кольцо — гильза от пробега при установившемся режиме работы двигателя.

Известно, что утечка газов в картер имеет линейную зависимость от нагрузки двигателя, а от частоты вращения коленчатого вала — весьма сложную с зоной минимальной утечки. Как показали исследования Г. А. Фофанова, зависимость величин зоны неустойчивой масляной пленки в районах верхней и нижней мертвых точек при практически постоянной температуре масла в картере от частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя имеет аналогичную форму.

По мере износа кольца и цилиндра по радиальной толщине одновременно происходит износ сопряжения кольцо — канавка поршня, в результате чего расход масла, подача его на стенки возрастают, что равносильно увеличению давления масла. По исследованиям Г. А. Фофанова, с увеличением давления масла пропорционально уменьшается величина относительных зон неустойчивой масляной пленки, в связи с чем должна уменьшиться величина эквивалентной щели, а с нею и утечка газов из камеры сгорания. Величина эквивалентной щели имеет практически линейную зависимость от зазора в стыке кольца и от количества подаваемого на стенку гильзы масла.

Аналитически, на основе экспериментальных данных по износу, вполне можно определить зависимость величины утечки газов в картер от пробега l, прогнозировать ее изменение в процессе эксплуатации. Для простоты расчета вместо сложной аналитической зависимости с большим числом параметров можно взять более простую, аппроксимирующую, типа параболы второго порядка

$$G = G_0 + c_1 l - c_2 l^2, \qquad (5.3)$$

в которой нужно определить всего три параметра. И наиболее удобно это сделать по экспериментальным данным, использовав их потом для прогнозирования изменения утечки газа из цилиндра в картер.

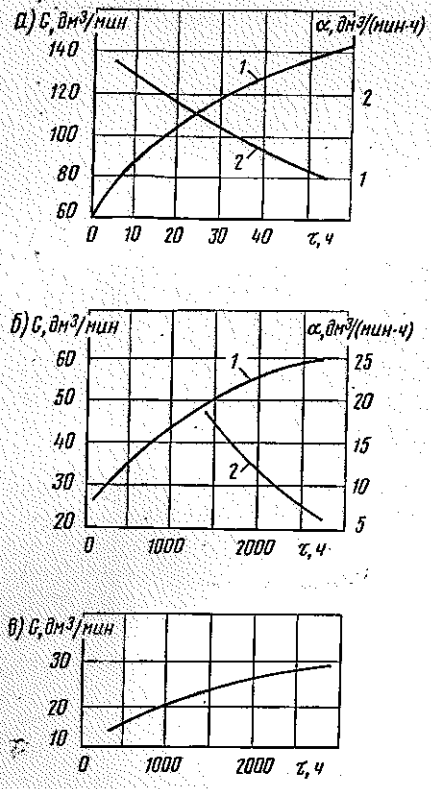


Рис. 5.3. Зависимость G (кривая *1*) и α (кривая *2*) от времени τ работы двигателя:

а — ЗИЛ-130; *б* — СДМ-14; *в* — расход воздуха при работе проверяемого цилиндра в видоизмененном компрессорном режиме

Справедливость приведенной параболической зависимости подтверждают экспериментальные данные (рис. 5.3). Так как интенсивность изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо уменьшается по мере износа этих деталей, то и зависимость изменения утечки газов за единицу пробега, времени от величины утечки газов должна быть аналогичной. Линейная зависимость утечки газов в картер от износа гильзы подтверждена экспериментально.

Итак, по результатам анализа экспериментальных данных установлено следующее:

утечка газов из цилиндра в картер зависит не только от зазора в стыке колец, но и от наличия масляной пленки между кольцом и гильзой. В этом убеждает аналогичная форма зависимости количества прорывающихся в картер газов и зоны неустойчивой масляной пленки между кольцом и цилиндром от частоты вращения коленчатого вала и мощности;

аппроксимация зависимости утечки газов от пробега автомобиля параболой второго порядка или другой формы функции обеспечивает необходимую в практических условиях точность прогнозирования и простоту определения параметров зависимости по экспериментальным данным;

расход масла на угар зависит главным образом от зазора в сопряжении кольцо — канавка.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля можно прогнозировать расход масла на угар, величину утечки газов в картер, изменение экономичности двигателя, ресурс цилиндропоршневой группы двигателя до ремонта и необходимый объем работы.

Из эксплуатационных показателей шатунно-кривошипной группы на практике используют только давление в системе смазки. Поэтому представляет интерес теоретическое обоснование зависимости давления масла в системе смазки от износа подшипников коленчатого вала, а в конечном счете — от пробега автомобиля с начала эксплуатации в конкретных условиях работы.

Давление масла в системе смазки двигателя при одном и то же количестве Q масла, подаваемого к подшипникам масляным насосом,

$$p = \frac{Q^2\rho}{2g\mu^2F^2},$$

где F — площадь поперечного сечения зазора между шейкой вала и вкладышам подшипника; ρ — плотность масла; μ — коэффициент расхода масла; g — ускор ние силы тяжести.

Это условие справедливо с момента, когда при площади F_0 по перечного сечения щели, зазоре S_0 между шейкой вала и подшип ником все масло проходит через масляную магистраль, через под шипники. Площадь сечения щели зависит от средней величин зазора S радиуса r шейки $F = 2\pi r\frac{S}{2} = \pi rS$, то есть $F = cS$, где $c = \pi r$. Поскольку $S = S_0e^{bt}$, то $F = cS_0e^{b't}$,

$$p = \frac{Q^2\rho}{2g\mu^2c^2S_0^2e^{2b't}},$$

где S_0 — средняя величина зазора в щели в начале бездействия исправного п репускного клапана, приведенная к началу отсчета пробега.

При неработающем исправном перепускном клапане и устано вившемся режиме работы двигателя производительность масляно го насоса постоянна, $Q = Q_0$ и давление масла

$$p = p_0e^{-bt}, \qquad (5.4$$

где $b = 2b'$; $p_0 = \frac{Q^2\rho}{2g\mu^2c^2S_0^2}$ — давление в системе в начале бездействия перепуск ного клапана, приведенное к началу отсчета пробега.

Зависимость хорошо подтверждают экспериментальные данны (рис. 5.4). На основе полученной зависимости давления в системе смазки от пробега (времени работы) автомобиля и известной предельной величины давления в системе смазки можно прогнози ровать пробег автомобилей до ремонта подшипников при наличии данных об изменении давления в системе смазки в конкретных условиях эксплуатации, а следовательно, и затраты на поддержание работоспособности.

Таким образом, установленные аналитические зависимости от пробега эксплуатационных показателей технического состояния, износа цилиндро-поршневой и шатунно-кривошипной групп сопряжений позволяют прогнозиро-

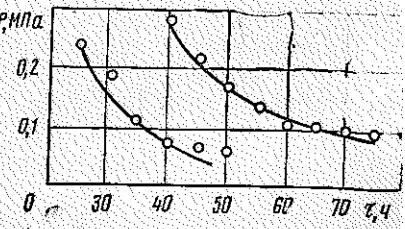


Рис. 5.4. Изменение давления p масла в системе смазки двигателей ГАЗ-69 и ГАЗ-53 в процессе ускоренных стендовых испытаний (данные Горьковского автомобильного завода)

вать затраты на поддержание работоспособности агрегатов трансмиссии автомобиля от износа.

Влияние износа сопряжений на изменение удельных затрат для поддержания работоспособности агрегатов трансмиссии. При проектировании новых моделей, в процессе испытаний и при работе в ранее неизвестных условиях необходимо прогнозировать величину удельных затрат на поддержание работоспособности агрегата по первым данным износа сопряжений и известной закономерности изменения удельных затрат в процессе эксплуатации. Последние зависят от стоимости C материалов и деталей, трудоемкости работ, величины убытка от простоя в ожидании ремонта и в ремонте и пробега до ремонта. Пробег агрегата до ТР зависит от величины предельного износа $S_п$ и интенсивности изнашивания α заменяемой при ТР детали, поэтому $c=C/l=C\alpha/S_п$. Можно установить аналитическую зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности от интенсивности изнашивания детали. Для конкретной модели автомобиля, при неизменных C и $S_п$

$$c = c'\alpha,$$

где c' — коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от стоимости материала и деталей, трудоемкости ТР, величины убытка от простоя в ожидании ремонта и в ремонте.

Зависимость удельных затрат от пробега можно получить на основе линейной закономерности изменения удельных затрат от интенсивности изнашивания

$$c = c'\alpha = c'\alpha_0 e^{bl} = c_0 e^{bl}. \qquad (5.5)$$

Линейная зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности сопряжения от интенсивности изнашивания справедлива, если заменяют одну и ту же по наименованию деталь, то есть при неизменных затратах на каждый ТР.

Следовательно, расход запасных частей, удельные затраты c на их приобретение должны экспоненциально возрастать по мере увеличения пробега l автомобиля с начала эксплуатации

$$c = c_0 e^{bl}, \qquad (5.6)$$

где c_0 — удельный расход запасных деталей, приведенный к началу эксплуатации; b — коэффициент интенсификации.

По результатам обработки статистических данных по расходу запасных частей на поддержание работоспособности пятнадцати автомобилей МАЗ-503Б удельные затраты на единицу пробега экспоненциально увеличиваются в процессе эксплуатации автомобиля $c=0{,}568\,e^{0{,}01436l}$ руб/1000 км. Коэффициент корреляции этой зависимости составил 0,94.

Удельные расходы c на запасные части на 1000 км пробега увеличиваются экспоненциально в любых условиях. Для группы автобусов удельные расходы на запасные части на 1000 км в зависимости от срока службы τ автобусов составили: $c=3{,}701\,e^{4{,}758\tau}$ руб/1000 км на городских маршрутах и $c=3{,}418\,e^{4{,}374\tau}$ на внутриобластных маршрутах.

Трудоемкость устранения отказов на единицу пробега увеличивается пропорционально расходу запасных частей

$$\tau = \tau_0 e^{bl}, \qquad (5.7)$$

где τ_0 — удельные трудовые затраты на устранение отказа на 1000 км, приведенные к началу эксплуатации, чел-ч.

Так, в одной из строительных организаций трудоемкость обслуживания автомобиля МАЗ-503Б возросла с 4,5 чел-ч/1000 км при 40 тыс. км пробега до 22 при 125 тыс. км, т. е. примерно в пять раз, стоимость устранения отказов повысилась соответственно с 12,5 до 105 руб., в 8 раз.

Зависимость изменения удельных затрат на поддержание работоспособности редуктора заднего моста автомобиля МАЗ-503Б $c = 0{,}0039\, e^{0{,}305l}$ руб/1000 км. Минимальные суммарные удельные затраты на устранение отказа и на приобретение редуктора составили 0,982 руб/1000 км при пробеге автомобиля 131 тыс. км (стоимость редуктора 101 руб.).

Таким образом, закономерности изменения в процессе эксплуатации удельных затрат на поддержание работоспособности сопряжения и интенсивности изнашивания аналогичны. Начальные данные по удельным затратам на поддержание работоспособности агрегата необходимы для определения параметров c_0 и b.

Полученный вывод значительно упрощает методику расчета изменения удельных затрат на поддержание работоспособности агрегата автомобиля при изменении условий его работы, если известны параметры закономерностей изменения удельных затрат в процессе эксплуатации в предшествующих и в рассматриваемых условиях. Например, условия работы переднего и заднего шарниров карданного вала автомобиля ЗИЛ-555 разные, причем у заднего гораздо тяжелее. Поэтому и пробег до замены карданных шарниров этой модели автомобиля по результатам обработки статистических данных составляет для переднего шарнира $100{,}6\, e^{-0{,}00857l}$ и $27{,}6\, e^{-0{,}0024l}$ для заднего.

Этот же задний шарнир карданного вала автомобиля-тягача ЗИЛ-120В1 работает в более легких условиях, чем шарнир автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555. На ИЛ-130В1 перевозили грузы в загородных условиях на расстоянии 45 км (первая категория условий эксплуатации), а на ЗИЛ-ММЗ-555 — бетон и строительный раствор в радиусе 3—5 км, в условиях третьей категории эксплуатации. При одинаковом технологическом уровне технической эксплуатации в условиях одного АТП удельные затраты на поддержание работоспособности заднего шарнира автомобиля ЗИЛ-130В1 меньше, чем у автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555, поскольку пробег до замены шарнира выше в зависимости от пробега автомобиля с начала эксплуатации $l_i = 85{,}5\, e^{-0{,}008l}$ тыс. км.

Аналогичные выводы можно сделать по результатам анализа статистических данных по пробегу до замены накладок сцепления

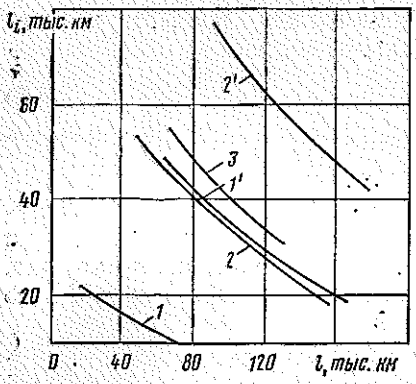


Рис. 5.5. Изменение пробега l_i агрегатов трансмиссии до ремонта в зависимости от пробега l автомобилей ЗИЛ-ММЗ-555 (*1*, *2*, *3*) и ЗИЛ-130В1 (*1'*; *2'*):

1, *1'* — задняя крестовина карданного вала; *2*, *2'* — сцепление; *3* — передняя крестовина карданного вала

$l_i = 86{,}7e^{-0{,}00952l}$ тыс. км для автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 и $l_i = 146{,}2\ e^{0{,}007l}$ тыс. км для ЗИЛ-130В1.

Удельные затраты на поддержание работоспособности задних карданов по сравнению с передними должны быть обратно пропорциональны пробегу до текущего ремонта при одинаковом пробеге автомобиля с начала эксплуатации (рис. 5.5).

Величина пробега до замены, например, накладок сцепления при работе в одних и тех же условиях зависит от пробега автомобиля с начала эксплуатации и от качества управления автомобилем. Если, например, у автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 пробег до замены фрикционных накладок сцепления при работе в одинаковых условиях у одной группы автомобилей составляет $86{,}7\ l^{-0{,}00952l}$, а у другой $56{,}2\ l^{-0{,}0031l}$ тыс. км., то следует искать причину разницы в условиях работы, а следовательно, в интенсивности изнашивания накладок сцепления разных групп автомобилей, которая для каждой группы автомобилей должна быть обратно пропорциональной пробегу до ТР.

Если же принять величину интенсивности изнашивания определенной модели автомобиля в конкретных условиях работы заданной, то следует ожидать, что затраты на поддержание работоспособности рассматриваемого узла или агрегата изменяются пропорционально изменению величины интенсивности изнашивания. Так, например, суммарный люфт (в градусах) в сопряжениях заднего моста составил у автомобилей ЗИЛ-ММЗ-555 $S = 12{,}99\ e^{0{,}0033l}$, у ЗИЛ-130В1 $S = 15{,}4\ e^{0{,}002l}$, а интенсивность изнашивания (в градусах на 1 тыс. км) соответственно $\alpha = 12{,}99 \cdot 0{,}0033\ e^{0{,}0033l} = 0{,}043\ e^{0{,}0033l}$ и $\alpha = 15{,}4 \cdot 0{,}002\ e^{0{,}002l} = 0{,}0308\ e^{0{,}002l}$.

На основе полученных аналитических зависимостей удельные затраты на поддержание работоспособности заднего моста автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 должны быть больше, чем у ЗИЛ-130В1 в $0{,}043\ e^{0{,}0033l} / 0{,}0308\ e^{0{,}002l} = 1{,}4\ e^{0{,}0013l}$ раз.

По результатам обработки фактических удельных затрат на поддержание работоспособности заднего моста автомобилей соотношение $0{,}79\ e^{0{,}0067l} / 0{,}84\ e^{0{,}011l} = 0{,}93\ e^{-0{,}0043l}$ меньше и убывает по мере увеличения пробега автомобиля с начала эксплуатации. Следовательно, технологический уровень технической эксплуатации автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555 выше, чем автомобиля-тягача ЗИЛ-130В1, и повышается в процессе эксплуатации.

Удельные затраты на поддержание работоспособности агрегатов при одинаковом пробеге автомобиля с начала эксплуатации зависят от технологического уровня каждого предприятия, простоя автомобилей в ожидании ремонта и в ремонте. Поэтому по разнице в соотношении величин интенсивности изнашивания сопряжений одноименных агрегатов и удельных затрат на поддержание работоспособности можно оценить уровень технической эксплуатации автомобилей: при более высоком технологическом уровне удельные затраты на поддержание работоспособности агрегата ниже.

Этот вывод можно распространить и для сравнения технологического уровня технической эксплуатации разных моделей автомобилей.

На основе нормативных данных о затратах на поддержание работоспособности, об убытках от простоя в ремонте, интенсивности изнашивания и известной предельной величине износа можно определить нормативные удельные затраты на поддержание работоспособности конкретной модели автомобиля при работе в заданных эксплуатационных условиях, сравнить их с фактическими удельными затратами и убытками от простоя и сделать вывод о технологическом уровне каждого АТП, выявить резервы его повышения.

Интенсивность изменения технического состояния агрегатов автомобилей можно определить непосредственно по износу (изменению люфта) за соответствующий пробег или по интенсивности изменения эксплуатационных показателей (расход и давление масла, утечка газов из камеры сгорания).

Таким образом, во-первых, по изменению технического состояния агрегата можно прогнозировать изменение удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля при установившемся технологическом уровне АТП; во-вторых, удельные затраты на поддерживание работоспособности при установившихся технологическом уровне и условиях эксплуатации можно снизить своевременной заменой деталей или ремонтом агрегата, узла при научно обоснованной величине критерия предельного состояния деталей.

Влияние технического состояния автомобиля на себестоимость перевозок. Изменение себестоимости перевозок зависит главным образом от изменения работоспособности автомобиля, простоя автомобиля в ремонте, затрат на эксплуатацию и поддержание работоспособности. Можно установить аналитическую зависимость себестоимости перевозок от технического состояния автомобиля, от его пробега с начала эксплуатации в заданных установившихся условиях.

Количественной характеристикой изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации является интенсивность изнашивания. По результатам исследований зависимость интенсивности изнашивания детали, сопряжения как элемента системы от пробега с начала эксплуатации экспоненциальная. Интенсивность (параметр потока) отказов будет иметь аналогичную зависимость (см. формулу 4.14).

Соответственно в процессе эксплуатации из-за увеличения простоя автомобиля в ремонте должны измениться среднесуточный пробег, производительность автомобиля и себестоимость перевозок. Можно аналитически получить зависимость производительности автомобиля от пробега с начала эксплуатации, от простоя неработоспособного автомобиля.

Простой автомобиля в ремонте за единицу пробега зависит от интенсивности текущих ремонтов и продолжительности каждого из них

$$\tau = c\lambda \tag{5.8}$$

при одинаковой среднестатистической трудоемкости каждого ремонта. И потому

$$\tau = \tau_0 e^{bl},$$

где τ_0 — время простоя в ремонте за единицу пробега в конце приработки, приведенное к началу отсчета пробега.

Практические наблюдения очень хорошо подтверждают эту зависимость в установившихся условиях эксплуатации. Интенсивность простоя автомобиля в ремонте за первые шесть лет эксплуатации (пробег 270 тыс. км) составила $\tau = 0{,}66\, e^{0{,}0045l}$, а за последующие 180 тыс. км $\tau = 1{,}43\, e^{0{,}0017l}$ дней/10^3 км, где l — пробег автомобиля с начала эксплуатации. Коэффициент корреляции в обоих случаях 0,99.

Все это ведет к уменьшению коэффициента технической готовности и использования автомобилей, среднесуточного и годового пробегов.

Простой автомобилей в ремонте увеличивается по экспоненциальной зависимости по мере увеличения пробега с начала эксплуатации. На основе полученных зависимостей можно определить изменение коэффициента технической готовности k в процессе эксплуатации

$$k = 1 - \tilde{k}_0 e^{bl}, \tag{5.9}$$

где $\tilde{k}_0$ — коэффициент простоя в текущем ремонте, приведенный к началу отсчета пробега.

Это вполне объяснимо — трудоемкость устранения отказов возрастает экспоненциально, следовательно, и коэффициент технической готовности должен уменьшаться экспоненциально.

Зависимость коэффициента технической готовности от пробега можно скорректировать за счет увеличения числа рабочих постов, исполнителей, организации ремонта в межсменное время. Так, изменение параметра потока отказов и коэффициента технической готовности от срока службы автобуса при работе в городских условиях и внутриобластных маршрутов на 1 тыс. км составила соответственно $\lambda = 0{,}646\, e^{0{,}557\tau}$ на городских и $\lambda = 0{,}229\, e^{0{,}0690\tau}$ на внутриобластных маршрутах, коэффициент технической готовности соответственно $k = 0{,}962\, e^{-130\tau}$ и $k = 0{,}90\, e^{-0{,}153\tau}$.

Как видно из приведенного, зависимость коэффициента техни ческой готовности от срока службы автобуса за счет организацион ных мероприятий была изменена, она отличается от приведенной выше для установившихся условий работы. В приведенных урав нениях τ — продолжительность эксплуатации автобусов в годах.

Практические наблюдения хорошо подтверждают зависимост при работе в установившихся условиях работы такси, грузового автомобиля. Так, коэффициент использования автомобилей ЗИЛ-130 уменьшается в процессе эксплуатации и составляет в первый период эксплуатации (пробег 270 тыс. км) $k=1-0{,}27\,e^{0{,}0016l}$, а за последующие 180 тыс. км $k=1-0{,}36\,e^{0{,}0005l}$ (коэффициент корреляции соответственно 0,99 и 0,93).

Коэффициент использования автомобилей-самосвалов ЗИЛ ММЗ-555 в первый период эксплуатации (310 тыс. км) $k=1-0{,}12\,e^{0{,}003l}$, а за последующие 100 тыс. км пробега $k=1-0{,}14\,e^{0{,}003l}$ (коэффициенты корреляции соответственно 0,94 и 0,98).

Среднесуточный пробег изменяется в процессе эксплуатации по аналогичной зависимости

$$l_1 = l_0 - l_1 e^{bl}, \qquad (5.10$$

где $(l_0 - l_1)$ — среднесуточный пробег в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации.

Среднесуточный пробег в процессе эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130 за пробег до 270 тыс. км $l_c=210-10{,}46\,e^{0{,}003l}$, а за последующие 180 тыс. км $l_c=210-15{,}59\,e^{0{,}002l}$ км при коэффициенте корреляции соответственно 0,56 и 0,81.

Средний годовой пробег будет иметь аналогичную зависимость (табл. 5.2). Годовая производительность автомобиля уменьшается по такой же зависимости, как это и наблюдается в условиях эксплуатации. Аналитическая форма зависимости годовой производительности от пробега с начала эксплуатации

$$w = w_0 - w_1 e^{bl}, \qquad (5.11$$

где $(w_0 - w_1)$ — производительность автомобиля, приведенная к началу координат.

Так за первые 310 тыс. км пробега (шесть лет эксплуатации) автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 годовая производительность составляет

Таблица 5.2. Значения параметров зависимости среднего годового пробега автомобиля от пробега с начала эксплуатации

Автомобиль	Пробег с начала эксплуатации l, тыс. км	l_0, тыс. км	l_1, тыс. км	b, 1/тыс. км	Коэффициент корреляции
ЗИЛ-ММЗ-555	310	61	0,452	0,014	0,99
	310—410	61	19,70	0,001	0,99
ЗИЛ-130	270	50	0,0709	0,016	0,87
	270—450	50	6,46	0,002	0,98

$w = 130 - 1{,}481\, e^{0{,}012l}$, а за последующие 100 тыс. км пробега $w = 130 - 42{,}61\, e^{0{,}001l}$ тыс. т·км/год при коэффициенте корреляции 0,99.

Годовая производительность автомобиля ЗИЛ-130 уменьшается за первые шесть лет эксплуатации (пробег с начала эксплуатации 270 тыс. км) и составляет от первоначальной $w = 1{,}47 - 0{,}47\, e^{0{,}001l}$, за последующие пять лет (пробег 180 тыс. км) $w = 1{,}48 - 0{,}48\, e^{0{,}0007l}$. Коэффициент корреляции за первый этап эксплуатации 0,96 и за второй — 0,99.

Соответственно увеличивается себестоимость перевозок в основном за счет увеличения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля. Себестоимость перевозок зависит от затрат на заработную плату водителей с начислением, топливо для эксплуатации автомобилей, смазочные и другие эксплуатационные материалы, техническое обслуживание и текущий ремонт, восстановление и ремонт шин, амортизацию подвижного состава, накладные расходы.

Из составляющих себестоимости прямо не зависят от технического состояния автомобиля только заработная плата водителей с начислением и амортизация подвижного состава. Уровень затрат остальных составляющих и особенно на ТО и ТР не остается постоянным в процессе эксплуатации.

Прежде всего в соответствии с закономерностью изменения интенсивности отказов от пробега с начала эксплуатации расход запасных частей шин возрастает экспоненциально. Это хорошо подтверждают результаты наблюдений в процессе эксплуатации автомобилей-такси. Затраты на запасные части особенно возрастают после капитального ремонта, так как уменьшается пробег автомобиля до их замены. Зависимость пробега шин до замены от пробега грузового автомобиля с начала эксплуатации $l_i = 97{,}33\, e^{-0{,}00045l}$ тыс. км (коэффициент корреляции 0,925).

Суммарные удельные затраты на ТО и ТР, топливо, ремонт, восстановление шин резко возрастают главным образом за счет затрат на поддержание работоспособности. Удельные затраты на ТО и ТР возрастают в 3 и более раз (и после пробега 120—140 тыс. км — превалируют), на шины — на 20%. Экспоненциальную зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля от пробега автомобиля с начала эксплуатации подтверждают результаты других исследований. Так, удельные затраты на текущий ремонт за первые 270 тыс. км составляют $c_{ст} = 4{,}30\, e^{0{,}004l}$, а за последующие 180 тыс. км $c_{ст} = 5{,}90\, e^{0{,}002l}$ руб/тыс. км, где l — пробег с начала эксплуатации. Коэффициент корреляции 0,84 и 0,73.

Суммарные удельные затраты на перевозку 1 т груза или себестоимость 1 т·км можно аппроксимировать экспоненциальной зависимостью

$$c = c_0 e^{bl},$$

где c_0 — себестоимость перевозок в конце приработки автомобиля, приведенная к началу эксплуатации.

При перевозке, например, в заданных условиях эксплуатации на расстояние 45 км 1 т груза автомобилями ЗИЛ-130В1 себестоимость перевозки увеличивается по мере эксплуатации автомобиля, и составляет $c = 140\, e^{0{,}003l}$ коп/т.

Таким образом, величина себестоимости перевозок возрастает экспоненциально из-за экспоненциального увеличения интенсивности отказов, числа ТР на единицу пробега, простоя в ремонте, простоя в ожидании ремонта и, как следствие, — из-за экспоненциального уменьшения среднесуточного пробега и производительности автомобиля. Приведенные аналитические зависимости позволяют прогнозировать себестоимость перевозок в процессе эксплуатации автомобиля и могут быть использованы при обосновании оптимальных сроков его использования, наработки до ремонта, критерия предельного состояния.

5.3. КРИТЕРИЙ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ, АГРЕГАТОВ

Обоснование критерия предельного состояния деталей должно позволить полнее использовать каждое сопряжение при минимальных затратах на его поддержание в работоспособном состоянии. Предельное состояние деталей связано с назначением сопряжения и теми отклонениями в работе агрегата, которые происходят в результате изменения состояния данного сопряжения, нарушения прочности малоценной детали или изменения условий трения и изнашивания. Критерий оценки предельного состояния детали из-за поломки или изменения условий трения и характеристики геометрической формы детали называют техническим. Для сопряжения цилиндр — поршневое кольцо, основное назначение которого — обеспечить герметичность камеры сгорания, изменение геометрической формы гильзы уменьшает предельную величину износа поршневого кольца, так как с увеличением отклонения геометрической формы гильзы от круглой для сохранения герметичности камеры сгорания на определенном уровне работа поршневого кольца возможна при меньшем износе.

Предельное состояние долговечных деталей двигателя устанавливают по экономическому критерию. Аналогично определяют предельную величину критерия технического состояния других агрегатов.

Критерий предельного состояния деталей двигателя. Техническое состояние двигателя определяется износом и изменением геометрической формы деталей двух основных групп сопряжений: шатунно-кривошипной и цилиндро-поршневой. Поэтому для оценки предельного состояния двигателя необходимо знать критерии предельного состояния деталей шатунно-кривошипной и цилиндро-поршневой групп сопряжений.

Критерий предельного состояния деталей шатунно-кривошипной группы сопряжений. В шатунно-кривошипную группу включают следующие сопряжения: втулка верхней головки шатуна — порш-

невой палец, подшипники коленчатого вала (вкладыши — шейки коленчатого вала). Наиболее дорогостоящим сопряжением является подшипник коленчатого вала, поэтому рассмотрим критерии предельного состояния вкладышей и шеек коленчатого вала.

Поскольку в антифрикционный слой внедряется много абразивных частичек, некоторые заводы-изготовители рекомендовали заменять вкладыши при замене поршневых колец при каждом вскрытии подшипников. Необходимость этой операции обосновывают тем, что при вскрытии нарушаются приработки вкладышей по шейке вала. К тому же стоимость вкладышей по сравнению со стоимостью коленчатого вала невысокая. Для проверки влияния частой замены вкладышей на износ шатунных шеек коленчатого вала были поставлены опыты на нескольких двигателях.

По результатам наблюдений износ шеек старыми и новыми вкладышами одинаков. Износ в середине вновь поставленных верхних шатунных вкладышей идет интенсивнее, чем старых, за счет приработки вкладыша и изношенной шейки. Так, например, износ старых вкладышей в конце испытания одного из двигателей составил одну треть суммарного износа за время испытаний новых вкладышей. Частой заменой тонкостенных вкладышей не удалось снизить износ шатунных шеек. Вероятно, насыщение новых вкладышей абразивными частицами идет настолько интенсивно, что в первые же часы работы достигается предел, при котором насыщение становится таким же, как и у старых. В этом убеждают результаты сравнения износа шеек двигателя после пробега 10 тыс. км новыми вкладышами и 40 тыс. км — старыми, после 5 тыс. км — новыми и 42 тыс. км — старыми вкладышами.

За критерий предельного состояния вкладыша необходимо принять начало разрушения антифрикционного слоя. Если при замене колец или каких-либо других причинах вынужденного вскрытия подшипников окажется, что антифрикционный сплав начинает выкрашиваться, вкладыш необходимо заменить. В шатунных подшипниках обычно разрушается антифрикционный слой верхнего вкладыша. Нижние вкладыши шатунного подшипника работают в более легких условиях, чем верхние, и износ их небольшой. Поэтому следует заменять на новые того же размера только верхние вкладыши, не трогая при этом нижние (хотя стоимость вкладышей и низкая, однако заменять их преждевременно не следует). Вкладыши в крышках коренных подшипников изнашиваются значительно больше, чем в верхней половине картера.

Критериями предельного состояния коленчатого вала могут быть технический или экономический критерии. Наиболее обоснованными является экономический критерий. Поэтому необходимо установить зависимость между экономическими и эксплуатационными показателями работы агрегата. Предельная величина эксплуатационных показателей будет при минимальных затратах.

В свою очередь, эксплуатационные показатели зависят от условий и режима работы, от износа, изменения геометрической формы детали (например, шеек коленчатого вала). Обычно за параметр

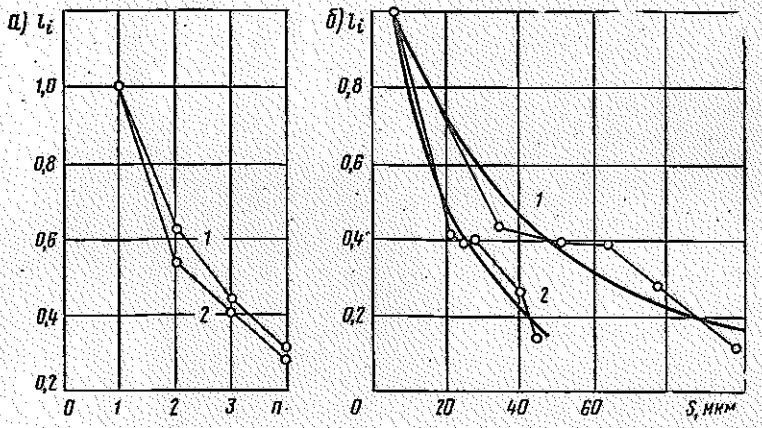


Рис. 5.6. Зависимость пробега l_i до замены вкладышей подшипников коленчатого вала от пробега автомобиля с начала эксплуатации:

а — изменение пробега l_i в долях от первой до очередной замены вкладышей в процессе эксплуатации двигателя ЗИЛ-130; *1* — шатунных шеек коленчатого вала; *2* — то же, коренных; *б* — зависимость пробега в долях до первой замены вкладышей от конусности и эллипсности *S* шатунных *1* и коренных *2* шеек коленчатого вала двигателя ГАЗ

предельного состояния шеек принимают износ и почти совершенно не учитывают изменение геометрической формы, неравномерность износа шейки по поверхности трения. А если и указывают предельную величину изменения геометрической формы шеек, то как вспомогательный параметр. С изменением же геометрической формы деталей резко сокращается долговечность сопряжения. Так, увеличение некруглости шейки в 2 раза снизило время работы вкладыша до начала разрушения в 8 раз. По мере увеличения некруглости срок службы вкладыша уменьшается по степенной зависимости, причем показатель степени больше единицы. Подобные статистические данные были получены в процессе эксплуатации деталей ЗИЛ-130 и ГАЗ-51 (рис. 5.6).

Аналогичные данные (рис. 3.6, *б*) получены по тринадцати двигателям ГАЗ-51, у которых при замене вкладышей измеряли износ, шеек, определяли эллипсность, конусность.

Предельное состояние шейки коленчатого вала следует определять по экономическому критерию, в зависимости от затрат на замену тонкостенных вкладышей (стоимость вкладышей и трудовые затраты на их замену). Величина изменения геометрической формы шейки, при которой дальнейшая замена вкладышей экономически не целесообразна (затраты на единицу пробега минимальные), и будет предельной. Поясним приведенное положение на примере гипотетического двигателя, у которого довольно быстро изменяется геометрическая форма шатунной шейки, особенно ее конусность. Так как при замене шатунных вкладышей производят замену и поршневых колец из-за повышенного расхода масла и утечки газов в картер, то трудовые затраты на замену этих деталей и их стои-

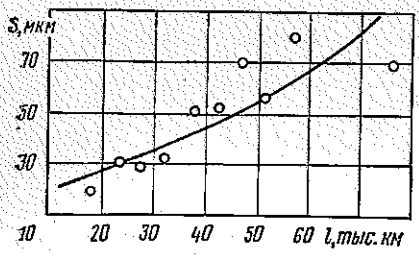


Рис. 5.7. Зависимость эллипсности S шатунных шеек от пробега l автомобиля

мость нужно учитывать суммар
но. При таком подходе затраты
будут минимальными при пре
дельном состоянии цилиндров и
шатунных шеек коленчатого вала

По экономическому критерию
можно установить прежде всего
целесообразное число замен дета
лей до снятия агрегата в ремонт
Так, из тринадцати наблюдаемых
двигателей у одного двигателя
3 раза заменяли поршневые коль
ца и шатунные вкладыши, у се
ми — по 2 раза, у остальных пяти — по 1 разу. Если принять про
бег до первой замены деталей за единицу, то средний пробег с на
чала эксплуатации до второй замены деталей составит 1,38, а до
третьей — 1,63, т. е. за счет первой замены деталей пробег увели
чится на 38%, после второй — только на 25%. Соответственно и
средние пробеги двигателей до снятия в капитальный ремонт со
ставили в долях пробега до первой замены деталей: с одной заме
ной (до пяти двигателям) — 1,48, с двумя (по семи двигателям) —
1,68, с тремя (один двигатель) — 1,72, т. е. наиболее эффективна
первая замена деталей и бесполезна третья. Решение производить
две или одну замену можно принять только на основе анализа из
менения затрат на единицу пробега в процессе эксплуатации.

В соответствии с существующими ценами на двигатель, шатун
ные вкладыши, поршневые кольца и нормами трудовых затрат на
их замену перед второй заменой затраты на единицу пробега одно
го из двигателей составили 0,885 затрат перед первой заменой,
0,925 перед третьей, 1,33 перед снятием в ремонт. Затраты перед
первой заменой определяли делением стоимости двигателя на про
бег до замены деталей, перед второй, кроме указанных затрат,
учитывали затраты на первую замену деталей, а перед третьей за
меной — затраты на вторую замену и остаточные затраты из-за не
полного использования первого комплекта деталей. Остаточные
затраты комплекта деталей, установленных в двигатель при сбор
ке, отдельно не учитывали, так как стоимость этих деталей и тру
довые затраты входят в цену двигателя.

Чтобы установить, при каком состоянии шатунной шейки даль
нейшая замена шатунных вкладышей нецелесообразна, необходи
мо знать изменения состояния шеек (износ и изменение геометриче
ской формы шейки) в зависимости от пробега. Зависимость конус
ности и эллипсности, как и износ шеек, от пробега автомобиля
экспоненциальная. Зависимость эллипсности шатунных шеек от
пробега автомобиля хорошо подтверждают результаты наблюде
ний (рис. 5.7).

В табл. 5.3 приведены усредненные данные по износу наиболее
нагруженных участков шатунной шейки (под коротким плечом
шатуна, в плоскости кривошипа) одного двигателя. Соответствен-

Таблица 5.3. Износ шатунных шеек и удельные затраты на замену вкладышей в процессе эксплуатации автомобиля до шлифования коленчатого вала

Пробег с начала эксплуатации, в долях до первой замены (в абсолютных единицах)	Затраты, в долях перед первой заменой	Износ, мкм	Эллипсность, мкм	Конусность, мкм
Перед второй, 1,32	0,885	150	35	55
» третьей, 1,63	0,925	199	40	77
» снятием, 1,72	1,33	217	40	86

но эллипсность шейки определяли в поясе под коротким плечом, а конусность — в плоскости кривошипа. Наименьшие удельные затраты для данного двигателя оказались перед второй заменой деталей, поэтому износ и изменение геометрической формы шатунных шеек и цилиндров перед второй заменой деталей были приняты предельными (см. табл. 5.3).

Исходя из данных табл. 5.3 для заданного двигателя предельный износ шатунных шеек составляет 150 мкм, конусность — 55 мкм, эллипсность — 35 мкм. Более точные численно значения величин предельного состояния шеек можно получить по всем двигателям. По результатам статистической обработки данных по всем тринадцати двигателям минимальные затраты на единицу пробега были при среднем износе 214 мкм, эллипсности 43,5 мкм, конусности 30 мкм. Эти данные и принимают за величину предельного состояния шатунных шеек в заданных условиях работы.

Аналогичны и данные по затратам на замену вкладышей без перешлифовывания шеек коленчатого вала, полученные по двигателям ЗИЛ-130 (рис. 5.8). Согласно полученной закономерности,

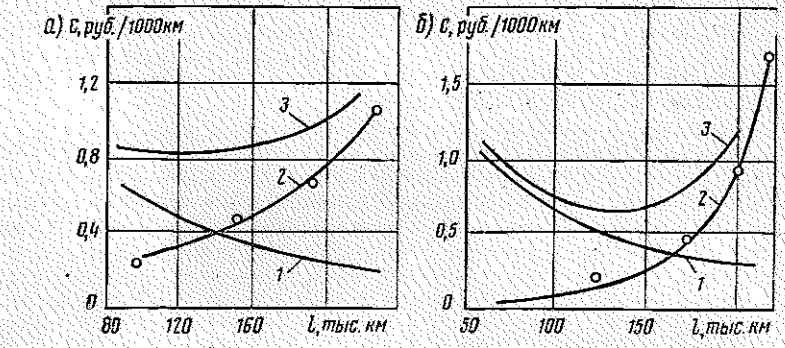


Рис. 5.8. Оценка предельного состояния дорогостоящих деталей по экономическому критерию:

а — зависимость удельных затрат *с* на восстановление *2* работоспособности подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, на приобретение коленчатого вала *1*, суммарных удельных затрат *3* от пробега *l* автобуса ЛАЗ-695Е; *б* — зависимость удельных затрат *с* на восстановление *2* работоспособности цилиндро-поршневой группы на приобретение гильз, поршней *1*, суммарных удельных затрат *3* от пробега *l* автобуса ЛАЗ-695Е

для двигателей в данных условиях эксплуатации целесообразно производить две замены вкладышей, после чего следует провести перешлифовывание шеек коленчатого вала под ремонтный размер.

Итак, за критерий предельного износа коленчатого вала принимают суммарные удельные затраты на приобретение сопряженных деталей и замену вкладышей. В процессе эксплуатации двигателя уменьшается пробег до очередной замены вкладышей, увеличиваются удельные затраты на ремонт подшипников, уменьшаются удельные затраты на приобретение коленчатого вала $c_2 = C_{кв}/l$, изменяются суммарные удельные затраты $c_\Sigma = (c_1 + c_2)$.

Пробег, при котором $\Delta c_\Sigma = 0$ и принимают межремонтным, а соответствующие величины износа и изменения геометрической формы — предельными.

При использовании экономического критерия для оценки предельного состояния дорогостоящей детали замену сопряженной следует производить при условии ее полного использования. Преждевременная замена дешевых деталей может привести к занижению величины предельного изменения геометрической формы дорогой сопряженной детали. Экономический критерий оценки предельного состояния может быть использован для малоценных деталей сопряжений, если это сопряжение влияет на расход эксплуатационных материалов. Так, предельный износ поршневого кольца по радиальной толщине зависит от увеличения утечки газов в картер, а по высоте — от расхода масла.

Оценка предельного состояния деталей цилиндро-поршневой группы двигателя. Предельное состояние поршневого кольца зависит от расхода масла и топлива. Пробег до замены поршневых колец можно определить по сумме удельных затрат на поршневые кольца

$$c_к = C_к/l$$

и на масло

$$c_м = c'Q = c'Q_0 e^{bl},$$

где c' — стоимость единицы веса масла; $C_к$ — стоимость одного комплекта поршневых колец; l — пробег автомобиля.

Пробег автомобиля, при котором суммарные удельные затраты на масло и поршневые кольца минимальны, является предельным для поршневых колец, их следует заменить. При более строгом обосновании пробега до замены поршневых колец необходимо учитывать и изменение топливной экономичности двигателя.

Предельное состояние гильзы определяется изменением ее геометрической формы, так как в сопряжении кольцо — гильза износ по окружности неравномерный; и у кольца, и у гильзы изменяется геометрическая форма, а следовательно, просвет между кольцом и гильзой, что повышает утечку газов в картер, снижает экономичность. Параметром предельного технического состояния может быть главным образом изменение геометрической формы деталей, при котором удельные расходы минимальны.

Предельную величину изменения геометрической формы гильзы можно определить только по экономическому критерию при известном предельном состоянии поршневого кольца. Так, утечку газов можно уменьшить заменой поршневых колец. Однако с увеличением неравномерности изменения геометрической формы гильзы пробег автомобиля до предельного состояния колец по утечке газов уменьшается, и величина предельного износа при разной геометрической форме гильзы разная. Предельное состояние поршней гильз определяют по экономическому критерию, по минимальным суммарным удельным затратам на гильзу, поршни и на ремонт двигателя при замене поршневых колец. Методика оценки пробега до предельного состояния гильз, поршней такая же, как и для шеек коленчатого вала (см. рис. 5.3).

Использование деталей до наступления их предельного износа является одним из путей повышения срока службы двигателя до ремонта. Пробег двигателя до ремонта можно увеличить снижением интенсивности изнашивания деталей. При анализе причин изменения геометрической формы цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, было отмечено, что разница в интенсивности изнашивания может быть следствием разницы в температуре масла, в количестве масла и абразивных частиц на поверхности трения.

Критерий предельного состояния агрегатов трансмиссии автомобиля. Предельное состояние агрегатов трансмиссии обычно определяют по общепринятой методике, рассматривают затраты на поддержание работоспособности конкретного сопряжения или детали и остальных, вместе взятых. Но такая методика может быть признаная только как предварительная. При более точной методике системного определения предельных значений параметров технического состояния сопряжений трансмиссии рассматриваемое сопряжение или деталь ничем не выделяют, определяя параметры предельного состояния сразу всей совокупности взаимосвязанных сопряжений, деталей. Основные положения каждой из методик будут показаны на конкретных примерах.

По общепринятой методике предельное состояние автомобиля, агрегата или дорогостоящей детали оценивают с помощью экономического критерия, по суммарным удельным затратам на приобретение (удельные капитальные вложения) и на ремонт. Зависимость удельных затрат на приобретение от пробега весьма простая: они пропорциональны стоимости агрегата и обратно пропорциональны величине выполненного пробега.

Обоснование зависимости удельных затрат на устранение отказа более сложно и зависит от расхода запасных деталей, пробега автомобиля до замены детали от общего пробега автомобиля с начала эксплуатации. Закономерность изменения пробега деталей после замены можно обосновать на основе зависимости износа сопряжения от пробега. Пробеги деталей до очередной регулировки или замены уменьшаются, так как изменение каждого из последовательно связанных сопряжений зависит при внешних установившихся условиях нагружения не только от изменения нагрузки в резуль-

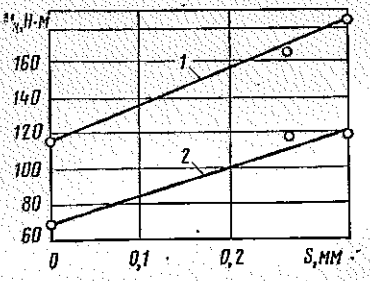


Рис. 5.9. Зависимость крутящего момента $M_к$ на карданном валу от износа S зубьев коробки передач:
1 — при 1450 мин$^{-1}$; *2* — при 460 мин$^{-1}$ карданного вала

тате износа рассматриваемого со пряжения, но и других, последова тельно связанных (рис. 5.9).

Все сопряжения, за небольши исключением, динамически нагру жены, поэтому закономерность из носа каждого из последовательн связанных сопряжений в процесс эксплуатации экспоненциальная. В автомобиле многие сопряжения ра ботают без замен, без регулировк и ремонта. А когда одно из после довательно связанных с ними со пряжений в первый раз отремонти ровали или заменили при пробег l_0, износ непрерывно работающег сопряжения составит $S=S_0e_0^{bl}$.

Отремонтированное сопряжение начнет работать при износе (зазоре) непрерывно работающего S, которое, как видно, больш S_0, и поэтому динамическая нагрузка на отремонтированное ил вновь поставленное тоже больше, что увеличит интенсивность ег изнашивания и сократит наработку до очередной регулировки ил замены.

Пробег между регулировками (заменами) будет уменьшаться по экспоненциальной зависимости

$$l_i = l_0 e^{-bl},$$

где l_0 — пробег до первой регулировки, замены, приведенный к началу эксплуатации; l_1, l_2, ..., l_i — пробег от первой до второй, от i—1 до i-й замены, регулировки.

И еще один вывод можно сделать на основе системного подхода к оценке технического состояния последовательно связанных элементов. Поскольку из-за взаимного влияния износа таких элементов пробег автомобиля до очередной замены детали уменьшается экспоненциально, то в процессе эксплуатации автомобиля удельный расход деталей на единицу пробега возрастает экспоненциально

$$n = n_0 e^{bl},$$

где n_0 — удельный расход деталей, приведенный к началу эксплуатации.

С увеличением пробега автомобиля возрастают затраты труда и средств на поддержание работоспособности агрегата (рис. 5.10), поэтому и удельные расходы c увеличиваются по экспоненте.

Так, зависимость удельных затрат по интервалам на поддержание в исправном состоянии автомобиля МАЗ-503Б от пробега в конкретных условиях эксплуатации $c=0{,}123\ e^{0{,}031l}$ руб/1000 км.

Итак, на основе закономерности изменения интенсивности изнашивания сопряжений в процессе эксплуатации можно прогно-

зировать расход деталей и удельные затраты на поддержание работоспособности сопряжения.

Затраты на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии зависят от условий эксплуатации и организации ТО и ТР на АТП, поэтому и пробег автомобиля до минимальных суммарных удельных затрат разный. Например, в одной из строительных организаций пробег до капитального ремонта агрегатов автомобилей МАЗ-503Б по экономическому критерию составил 155 тыс. км, тогда как в соответствии с Положением — 130 тыс. км. Это подтверждает целесообразность корректирования межремонтных пробегов автомобилей для каждого АТП в соответствии с его уровнем оснащенности и механизации технологических процессов, а следовательно, и предельную величину параметра состояния агрегата.

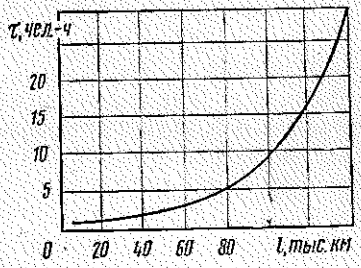


Рис. 5.10. Зависимость трудоемкости τ устранения отказа от пробега l ведущего моста автомобиля МАЗ-503А

Значения параметров корректируют применительно к конкретным условиям эксплуатации и пробега автомобиля с начала эксплуатации. За предельное значение параметра принимают величину люфта или зазора после пробега автомобилем, при котором суммарные удельные затраты на замену детали, узла, агрегата и удельные затраты на ремонт, на поддержание работоспособности сопряжения, узла, агрегата минимальны.

Потребность в ТР, пробег автомобиля до ТР, агрегата, узла, сопряжения можно прогнозировать в конкретных условиях эксплуатации и пробеге автомобиля с начала эксплуатации при наличии первых данных о затратах на ТР агрегата, на поддержание его работоспособности. Контроль за затратами на поддержание агрегата в исправном состоянии позволяет не только заранее определить момент наступления текущего ремонта, но и устранить причины резкого увеличения затрат, интенсивности изменения технического состояния агрегата. Оптимальный пробег до отправки агрегатов в ТР или в капитальный ремонт не может быть единым, его необходимо уметь определить. Методика определения пробега любого агрегата такая же, как для шеек коленчатого вала и цилиндро-поршневой группы деталей.

Пробег, при котором суммарные удельные затраты на приобретение и замену $c_з$ звена и на поддержание работоспособности $c_р$ минимальны, можно определить аппроксимацией

$$c_з = C_з/l \approx c_{0з} - a_1 l + b_1 l^2; \qquad c_р = c_{0р} e^{bl} \approx c_{0р} + a_2 l + b_2 l^2.$$

Оптимальную величину пробега определяют из уравнения $\frac{dc_Σ}{dl} = 0$.

Поскольку $\frac{dc_Σ}{dl} = -a_1 + 2b_1 l + a_2 + 2b_2 l = 0$, $l = (a_1 - a_2)/2(l_1 + l_2)$.

Аппроксимацию, особенно гиперболы параболой, следует проводить в зоне, наиболее близкой к вероятному значению оптимального пробега.

Приведенная величина оптимального пробега получена без учета взаимного влияния между собой остальных последовательно связанных сопряжений кроме рассматриваемых деталей. Методика системного определения предельных значений параметров технического состояния сопряжений дает более точные результаты.

Методика системного определения предельных значений параметров технического состояния сопряжений трансмиссии. Трансмиссия представляет собой систему взаимосвязанных элементов, предельное состояние которых наступает при минимуме суммарных удельных затрат на поддержание надежности всех последовательно связанных сопряжений за пробег до капитального ремонта

$$c_{\Sigma} = \sum_{1}^{n} \frac{C_i}{l_i}, \qquad (5.12)$$

где C_i — стоимость замены i-го сопряжения; l_i — периодичность замены i-го сопряжения.

Для группы взаимосвязанных сопряжений необходимо найти такое сочетание каждого из l_i, чтобы изменение суммарных удельных затрат было равно нулю.

Предлагаемую методику проще объяснить на конкретном примере оптимизации пробега до замены заднего кардана и шестерен коробки передач автомобиля МАЗ-503А без учета влияния остальных сопряжений; стоимость замены заднего кардана $C_1 = 19$ руб., а шестерен первой и третьей передач $C_2 = 151$ руб.

Суммарные удельные затраты

$$c_{\Sigma} = C_1/l_1 + C_2/l_2,$$

где l_1 и l_2 — периодичность замены соответственно кардана и шестерен коробки передач.

Периодичность замены шестерен коробки передач сокращается с увеличением периодичности замены заднего кардана

$$l_2 = l_{02}e^{-bl_1}. \qquad (5.13)$$

Аналогична зависимость пробега до ремонта заднего кардана от пробега до замены шестерен коробки передач. Предельное состояние, необходимость замены наступит при таком сочетании пробегов l_1 и l_2, когда суммарные удельные затраты минимальны.

Определить оптимальные пробеги можно графически, с помощью расчета.

Для графического определения суммарных затрат и оптимального пробега до замены двух рассматриваемых узлов по осям координат c и l_1 (рис. 5.11) строят кривую I удельных затрат на за-

мену первого узла, а по осям координат c и l_2 — второго II узла, в плоскости осей l_1, l_2 — взаимозависимость пробега III до замены узлов. При замене узла I после пробега O_1 удельные затраты на этот узел составляют O_1b_1, пробег до ремонта второго узла составит соответственно O_2, удельные затраты O_2b_2. Суммарные удельные затраты откладывают на перпендикуляре к плоскости осей l_1 и l_2 из точек пересечения линии O_1O с кривой III. Координата суммарных удельных затрат состоит из удельных затрат на замену узла 1 и узла 2, т. е. $Ob=O_1b_1+O_2b_2$.

Аналогично находят координаты остальных точек кривой IV суммарных удельных затрат. С увеличением периодичности замены заднего кардана I уменьшаются удельные затраты на поддержание его работоспособности и пробег до замены шестерен, увеличиваются удельные затраты на поддержание надежности коробки передач. Аналогична зависимость удельных затрат на замену кардана от периодичности замены шестерен коробки передач.

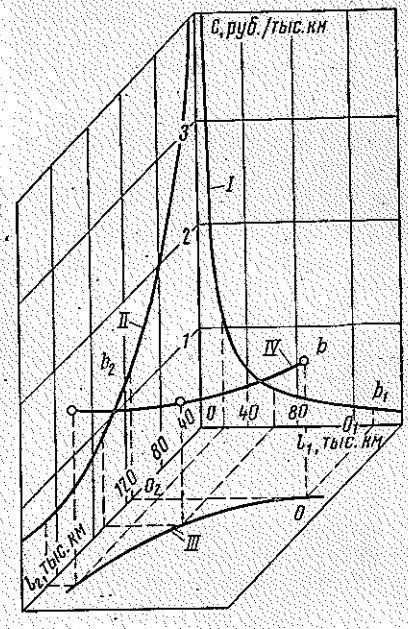


Рис. 5.11. Определение оптимального пробега до замены заднего кардана, шестерен коробки передач автомобиля МАЗ-503А:

I — удельные затраты на замену заднего кардана; *II* — то же, шестерен коробки передач; *III* — зависимость между пробегами до замены заднего кардана и шестерен коробки передач; *IV* — суммарные удельные затраты на поддержание надежности шестерен и заднего кардана

При определенном сочетании пробега l_1 и l_2 суммарные удельные затраты на поддержание надежности шестерен и заднего кардана минимальны.

При математическом описании взаимозависимости пробегов l_1 и l_2 до замены формулу (5.13) записывают в виде $l_{02}e^{-bl_1}-l_2=0$.

В математическом плане приведенное уравнение более удобно записать полиномом второй степени

$$a_0+a_1l_1+a_2l_2+a_3l_1^2+a_4l_2^2+a_5l_1l_2=0,$$

параметры которого определяют по статистическим данным пробегов до замены задних карданов и шестерен коробки передач. По этим же данным и практическим наблюдениям можно ограничить и значения величин l_1 и l_2, тыс. км.: $0<l_1\leqslant 50$; $0<l_2\leqslant 250$.

Более сложно, но аналогично определяют оптимальные значения пробега l_i до замены каждого из n элементов системы, чтобы обеспечить минимум суммарных удельных затрат (см. 5.12).

В общем виде взаимозависимость пробегов до замены всех по следовательно связанных узлов можно представить полиномом любой степени в зависимости от требуемой точности

$$a_0 + \sum_{1}^{n} a_i l_i + \sum_{1}^{n} a_{(n+i)} l_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n} a_{ij} l_i l_j = 0, \qquad (5.14$$

где a_0, a_i, a_{n+i}, a_{ij} — параметры полинома.

Для оптимизации приведенной целевой функции необходимо ограничить величину каждого в l_i в реальных пределах $0 < l_i \leqslant l_{i\,max}$ где $l_{i\,max}$ принимают на основе статистических данных, например 0,9 от величины наибольшего пробега узла до ремонта.

Предельное значение параметра технического состояния, износа зависит от периодичности замен каждого из последовательно свя занных сопряжений

$$S = a_0 + \sum_{1}^{n} a_i l_i + \sum_{1}^{n} a_{n+1} l_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n} a_{ij} l_i l_j. \qquad (5.15$$

С помощью многофакторного уравнения, учитывающего влия ние на изменение технического состояния отдельно взятого сопря жения из числа последовательно связанных, снижается ошибка определения предельных значений технического состояния деталей трансмиссии, полученных в результате решения целевой функции $\Delta c_\Sigma = \Delta \Sigma l_i / l_i = 0$ с учетом ограничений $0 < l_i \leqslant l_{i\,max}$ и взаимосвязи пробегов (5.14).

Возможности предлагаемой методики можно показать на примере трансмис сии автомобиля МАЗ-503А, у которого 85% всех отказов приходится на 12 со пряжений, 82,6% отказов — на детали карданного вала. Поскольку стоимост деталей кардана невелика, затраты на поддержание надежности карданной пе редачи не превышают 40%, затраты на замену шестерен коробки передач — 17,9 шестерен главной передачи — 9,1, шестерни колесного редуктора — 8,4%. Таким образом, затраты на замену деталей карданной передачи (крестовина с подшип никами заднего и переднего кардана, шлицевое сопряжение карданного вала) шестерен коробки передач и главной передачи, шестерен колесного редуктора (всего шесть сопряжений) составляют 75,4% затрат по всей трансмиссии, вклю чающей 12 узлов. Перечисленные сопряжения принимают для оптимизации про бега до ремонта.

Для определения коэффициентов полинома, связывающего пробеги до замены сопряжений деталей трансмиссии и являющегося общим ограничением целевой функции удельных затрат, был сделан анализ пробегов до замены сопряжений трансмиссии автомобилей МАЗ-503А и составлена таблица, в которой по каждо му автомобилю вносили статистические данные пробега до замены сверх шести узлов, закодированных под x_1, x_2, ..., x_6, и удельные затраты за пробег до капи тального ремонта.

Статистические данные по пробегам сопряжений до замены описываются поли номом второй степени, разница аналитических и статистических данных не пре вышает 1 тыс. км. Частными верхними ограничениями целевой функции на осно ве статистических данных приняты пробеги до замены заднего кардана — 80 тыс. км, переднего — 140, карданного вала (шлицевое сопряжение) — 160, шес терен колесных редукторов — 360, шестерен коробки передач — 230, шестерен главной передачи заднего моста — 320 тыс. км.

При расчете на БЭСМ-4М приближенным методом наискорейшего спуска, ко торый из стандартных методов оптимизации наиболее точен, минимальные затра ты на поддержание работоспособности автомобиля при полученных этим методом

значениях пробегов до ремонта узлов составили 2,326 руб/1000 км. Оптимальный пробег до замены с точностью ±0,5 тыс. км по узлам трансмиссии автомобиля МАЗ-503А: задней крестовины с подшипниками — 45,95 тыс. км, передней — 82,1, карданного вала — 116,9, шестерен колесного редуктора — 171,3, коробки передач — 229,2, главной передачи — 239 тыс. км.

После обработки статистических данных величин окружного люфта по аналогичной зависимости получили по специально разработанной программе величины оптимальных предельных значений окружных люфтов в сопряжениях деталей трансмиссии с точностью не менее 10%: кардан с подшипниками задний — 190÷201 мкм; передний — 205—213, шлицевое сопряжение — 170÷182 мкм; коробка передач (люфт в градусах): первая передача — 1,3÷1,45, вторая — 2,8÷3,05, третья — 4,1÷4,25, четвертая — 4,8÷5,0, пятая — 6,0÷6,2, задний ход 1,65÷1,85; суммарный — 19,4÷20,0; в заднем мосту — 35,6÷36,1.

Применение методики системного определения предельного состояния сопряжений трансмиссии позволяет снизить затраты на поддержание надежности по сравнению с общепринятой, годовой экономический эффект составит в расчете на один автомобиль

$$Э = C_1 - C_2 - E(k_2 - k_1);$$

где C_1 и C_2 — годовые эксплуатационные расходы на поддержание работоспособности трансмиссии одного автомобиля при ремонте по общепринятой и предлагаемой методикам; $E = 0{,}15$ — нормативный коэффициент; k_1 и k_2 — капитальные вложения в расчете на один автомобиль при ремонте по общепринятой и предлагаемой методикам.

Годовые эксплуатационные расходы на содержание трансмиссии одного автомобиля в работоспособном состоянии

$$C_1 = c_1 l_г; \quad C_2 = c_2 l_2,$$

где c_1 и c_2 — удельные затраты на один автомобиль, руб/тыс. км при общепринятой и предлагаемой методикам; l_2 — годовой пробег автомобиля.

Величины c_1 и c_2 определяют по статистическим данным. По результатам одного из наблюдений удельные затраты при ремонте по общепринятой методике составили 2,768 руб/тыс. км, а по предлагаемой 2,326 руб/тыс. км. При годовом пробеге автомобиля 40 тыс. км годовые затраты на ремонт трансмиссии одного автомобиля составили соответственно 110,7 руб. и 93,04 руб.

Удельные капитальные вложения в расчете на один автомобиль (расчетное число автомобилей 100) увеличиваются на

$$k_2 - k_1 = C_д/100,$$

где $C_д$ — стоимость устройств для диагностирования технического состояния агрегатов трансмиссии.

Стоимость устройств $C_д$ при современных ценах на приборы и устройства 1000 руб., на один автомобиль составит 10 руб. Экономический эффект на один автомобиль МАЗ-503А в год составит 16,16 руб.

Приведенная более точная методика системного определения предельного состояния агрегатов трансмиссии является пассивной формой сокращения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля. По мере уменьшения интенсивности изнашивания каждой из совокупности взаимосвязанных деталей, простоя в ожидании ремонта, трудоемкости ТО и ремонта повышается величина оптимального пробега до ремонта конкретного автомобиля в заданных эксплуатационных условиях, снижаются удельные затраты на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации.

Таким образом удельные затраты на поддержание работоспособности сопряжения линейно зависят от интенсивности изнашивания его деталей. На интенсивность изнашивания сопряжения влияет износ всех последовательно связанных с ним сопряжений. Из-

нос сопряжений агрегатов определяет технико-экономические показатели автомобиля. Предельную величину износа деталей необходимо устанавливать с учетом взаимного влияния всех сопряжений агрегата.

Глава 6

ПУТИ СНИЖЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

6.1. ВЛИЯНИЕ УРОВНЯ ТЕХНОЛОГИИ И ФОНДОВООРУЖЕННОСТИ НА ЗАТРАТЫ ПО ПОДДЕРЖАНИЮ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Удельные затраты на поддержание автомобиля в исправном состоянии в процессе эксплуатации зависят от интенсивности изменения его технического состояния, организации работ и системы ТО и ремонта автомобилей. Последняя определяет и изменение технического состояния автомобилей.

На затраты по поддержанию работоспособности автомобиля влияют трудоемкость работ, расходы эксплуатационных материалов и запасных частей, убытки от простоя в ожидании и в самом обслуживании и ремонте, поэтому все организационные мероприятия по оптимизации каждой из составляющих затрат позволят обеспечить эксплуатацию автомобиля в заданных эксплуатационных условиях с минимальными затратами. Так, трудоемкость работ ТО и ремонта автомобилей зависит от производительности труда рабочих, которая, в свою очередь является следствием организации и уровня механизации работ.

При самых благоприятных условиях эксплуатации и выполнения работ по ТО автомобиля необходимо выполнить текущий ремонт его агрегатов. При этом можно добиться значительного сокращения затрат на восстановление работоспособности автомобиля за счет сведения к минимуму объема работ и высокого качества их выполнения.

Текущий ремонт следует выполнять в том случае: когда не удается восстановить эксплуатационные показатели агрегата или узла регулированием, при этом с автомобиля они, как правило, не снимаются. Легкосъемные узлы и агрегаты удобно ремонтировать в соответствующих отделениях ТО или ремонта (с учетом технологических особенностей), там же их испытывают на стационарных стендах. Качество ремонта при этом бывает выше, чем в зоне ТР. Одним из условий высокого качества ремонта при малой его стоимости является также широкое использование различных приспособлений. Для сокращения в процессе ремонта затрат на поддержание работоспособности агрегатов следует выполнять только те работы, необходимость в которых очевидна.

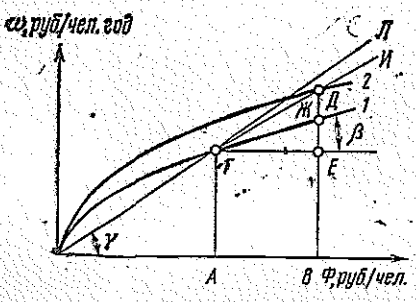


Рис. 6.1. Зависимость фондоотдачи ω от фондовооруженности Ф при разных (*1* и *2*) технологических уровнях

Работы необходимо производить строгом соответствии с техническими условиями.

Качество ТР определяет долговечность сопряжений, интенсивность изнашивания деталей, а следовательно, и затраты на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации. Зависит качество ремонта от уровня выполнения всех операций, начиная с разборки и кончая испытанием собранного агрегата, узла, прибора, от организации работы, уровня технологии и фондовооруженности.

Уровень технологии (технологический уровень) производства определяется свойствами оборудования и организацией труда. Количественно он характеризуется нормой трудоемкости ТО и ремонта подвижного состава. По В. А. Трапезникову диаграмму влияния фондовооруженности Φ и технического прогресса на производительность труда w (рис. 6.1) можно аппроксимировать параболой $w = \sqrt{y\Phi}$, где y — уровень технологии.

Исходя из свойств параболы ($\operatorname{tg}\beta = 0{,}5\operatorname{tg}\gamma$), можно установить зависимость коэффициента прогрессивности вложений (КПВ) от технологического уровня *1* или *2* и фондовооруженности. КПВ характеризует соотношение прироста производительности труда за счет технического прогресса ($ЖД$) и за счет фондовооруженности ($ЕЖ$)

$$\text{КПВ} = \frac{ЖД}{ЕЖ} = \frac{ДЕ - ЕЖ}{ЕЖ} = \frac{ДЕ}{ЕЖ} - 1.$$

Следовательно, фондоотдача сохраняется неизменной (КПВ$=$ $=1$), когда прирост производительности труда за счет технического прогресса равен приросту за счет увеличения фондовооруженности, т. е. когда $ДЕ/АВ = АГ/ОА$.

Поэтому для повышения фондоотдачи, снижения затрат необходимо прежде всего повышать уровень технологии за счет технического прогресса при изготовлении и эксплуатации автомобиля. Трудоемкость работ, а следовательно, и затраты на ТО и ТР необходимо снижать прежде всего за счет повышения качества, уровня технологии работ, уменьшения интенсивности изнашивания деталей в период приработки.

Влияние качества ТР агрегатов на интенсивность изнашивания сопряжений в период приработки. Интенсивность изнашивания, а следовательно, и износ во время приработки значительны. Если нельзя избежать износа после окончания приработки, то теоретически возможно исключить процесс макроприработки. Этого можно добиться сведением на нет технологических погрешностей, величина которых определяет износ за время приработки. *Технологической погрешностью* называется любое отклонение фактического состояния поверхности, размера или формы новой детали, взаимного положения деталей от заданного конструктором в рабочем чертеже детали или сборочном чертеже узла (сопряжения).

Основным показателем качества изготовления или ремонта сопряжения является интенсивность изнашивания сопряжения в процессе эксплуатации, особенно в первый период. На интенсивность изнашивания при заданных условиях эксплуатации влияет в основном площадь контакта рабочих поверхностей сопряженных деталей, которая зависит прежде всего от геометрической формы деталей, степени ее отклонения от правильной и от взаимного положения трущихся поверхностей. Так как при ТР агрегатов нет возможности восстановить геометрическую форму деталей, то следует обеспечить минимально возможное отклонение перпендикулярности и параллельности рабочих поверхностей.

Точность соединения (величину зазора или натяга, непараллельности и неперпендикулярности осей и поверхностей) деталей в узле можно определить при помощи размерных цепей. *Размерной цепью* называют все размеры, которые расположены по замкнутому контуру в определенной последовательности и которые связывают (определяют) поверхности и оси деталей. Размерная цепь всегда замкнута. Так, элементами размерной цепи шатунного подшипника является диаметр нижней головки шатуна $Д$, диаметр шатунной шейки $Д_ш$, толщина a тонкостенного вкладыша, зазор S между шейкой и вкладышем: Размерная цепь $Д=2a+Д_ш+S$, откуда $S=Д-2a-Д_ш$. $Д$, $Д_ш$, a, S называют звеньями размерной цепи. Звено размерной цепи, которое получается при сборке последним, называют замыкающим. При сборке подшипника последним звеном является зазор S, поэтому его называют замыкающим звеном. Размер замыкающего звена можно определить алгебраическим способом, как это сделано для шатунного подшипника, более точно размер определяют с помощью теории вероятностей. Так, например, если размерная цепь состоит из 10 звеньев с одинаковым допуском +0,050 мм, то при подсчете алгебраическим способом отклонение замыкающего звена составит $10(\pm 0{,}05)=\pm 0{,}5$ мм. При расчете по законам теории вероятности отклонение будет равно $\pm 0{,}16$ мм, т. е. в 3 с лишним раза меньше ($\sqrt{10\cdot 0{,}05^2}=\pm 0{,}16$). Это следует из известного положения, что дисперсия суммы равна сумме дисперсий.

В основу метода расчета допусков γ размерных цепей, который разработал Бородачев Н. А., положены два основных правила суммирования случайных величин: алгебраическое суммирование координат середин полей допусков и квадратическое суммирование (корень квадратный из суммы квадратов) половин размеров полей допусков:

$$\gamma = \Sigma a_i \pm \sqrt{\Sigma \gamma_i^2},$$

где a_i — координата или расстояние середин полей допусков i-го звена относительно номинала; γ_i — половина абсолютной величины поля допуска i-го звена.

Такую размерную цепь называют линейной. Аналогично определяют величину погрешности во взаимном положении осей узла (непараллельность и неперпендикулярность на плоскости). Итак, погрешности в положении осей деталей цилиндро-поршневой и шатунно-кривошипной групп сопряжений при сборке двигателя будут влиять на непараллельность осей нижней головки шатуна и шатунной шейки (рис. 6.2). Чтобы определить величину непараллельности, нужно составить размерную цепь. Замыкающим звеном γ_Δ в этой цепи является сопряжение нижняя головка шатуна — шатунная шейка

$$\gamma_1+\gamma_2+\gamma_3+\gamma_4+\gamma_5+\gamma_6=\gamma_\Delta,$$

где γ_1 — неперпендикулярность оси цилиндра к оси подшипников коленчатого вала; γ_2 — непараллельность осей шатунных и коренных шеек коленчатого вала;

γ_3 — непараллельность осей верхней и нижней головок шатуна; γ_4 — зазор между втулкой верхней головки шатуна и поршневым пальцем; γ_5 — неперпендикулярность оси отверстия бобышек к образующей поршня; γ_6 — непараллельность осей поршня и цилиндра; γ_Δ — непараллельность осей шатунной шейки и подшипника.

Зазор между втулкой верхней головки шатуна и поршневым пальцем и непараллельность осей поршня и цилиндра по величине настолько малы, что их можно при расчете не принимать во внимание. Определить непараллельность осей нижней головки шатуна и шатунной шейки можно по приведенной формуле, если все остальные отклонения взяты на такой же длине, как и γ_Δ. Если же длина разная, то нужно ввести коэффициент, передаточное отношение; привести все отклонения к одной длине. Например, если отклонение оси цилиндра к оси коренных подшипников коленчатого вала двигателя γ_1 измерено в мм на 200 мм, а γ_Δ в миллиметрах на длину нижней головки шатуна, т. е. на 38 мм, то γ_1 нужно брать тоже на 38 мм, а не на 200 мм, т. е. принимать только 0,19 γ_1. Таким образом $\gamma_\Delta = A_1\gamma_1 + A_2\gamma_2 + A_3\gamma_3 + A_5\gamma_5$, где A_1, A_2, ..., A_5 — передаточные отношения.

В данном случае γ_Δ определяют алгебраическим способом. Такой способ расчета γ_Δ называют способом расчета на минимум и максимум. С его помощью можно определить наибольшее и наименьшее значения γ_Δ. Полученная таким образом величина γ_Δ обеспечит полную взаимозаменяемость при сборке.

Расчеты размерной цепи по принципу полной взаимозаменяемости дают величину ошибок замыкающего звена, в 1,5—6 раз бо́льшую по сравнению с вероятностным методом

$$\gamma_\Delta = R\sqrt{\Sigma(A_i\gamma_i)^2},$$

где A_i — передаточное отношение; γ_i — абсолютная величина допуска составляющего звена; R — коэффициент относительного рассеивания, который показывает разницу фактических распределений от закона нормального распределения.

При двух и более составляющих звеньях закон распределения отклонения замыкающего звена нормальный и поэтому $R = 1$.

Для двигателя ЗИЛ-130, когда расчет производят по принципу полной взаимозаменяемости, при существующих γ_i, тогда при $\gamma_5 = 0{,}05$ мм $\gamma_\Delta = 0{,}058$ мм, и при $\gamma_5 = 0{,}15$ мм $\gamma_\Delta = 0{,}098$ мм. При расчете по вероятностному методу при $\gamma_5 = 0{,}15$ мм $\gamma_\Delta = 0{,}071$ мм.

Таким образом, с помощью размерных цепей можно аналитически определить непараллельность осей нижней головки шатуна и шатунной шейки, если известны отклонения во взаимном положении, (непараллельность или неперпендикулярность) составляющих цепь звеньев.

Взаимное положение осей рабочих поверхностей сопряженных деталей современных двигателей с легкосъемными гильзами при ремонте можно нарушить только при шлифовании шеек коленчатого вала (возможно отклонение от параллельности осей шатунной и коренных шеек) или при механической обработке втулки верхней головки шатуна, поставленной взамен изношенной (воз-

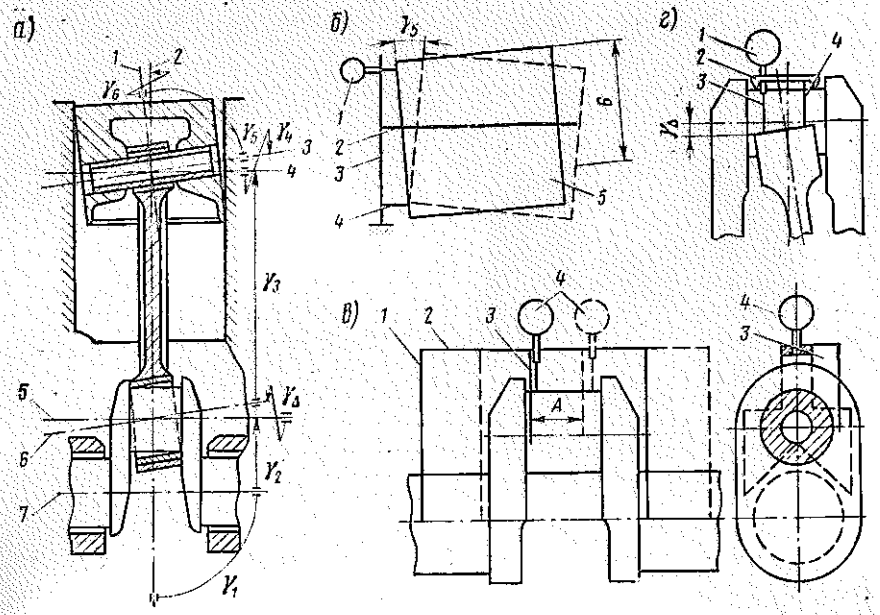


Рис. 6.2. Схема проверки отклонений γ во взаимном положении деталей шатунно-кривошипной группы двигателя:

а — размерная цепь шатунно-кривошипной группы двигателя: *1* — ось поршня; *2* — ось гильзы; *3* — ось отверстий в бобышках поршня; *4* — ось верхней головки шатуна; *5* — ось шатунной шейки; *6* — ось нижней головки шатуна; *7* — ось коленчатого вала; *б* — измерение перпендикулярности осей отверстий в бобышках и поршне γ_6: *1* — индикатор; *2* — поршневой палец приспособления; *3* — корпус; *4* — призма; *5* — поршень; *в* — измерение непараллельности осей шатунной и коренной шеек коленчатого вала γ_2: *1* — призма; *2* — планка; *3* — направляющий штифт; *4* — индикатор; *г* — измерение непараллельности осей нижней головки шатуна и шатунной шейки; *1* — индикатор; *2* — призма; *3* — ножка индикатора; *4* — штифт призмы

можно отклонение в параллельности осей головок шатуна). Наиболее полно все погрешности взаимного положения деталей влияют на величину непараллельности осей нижней головки шатуна и шатунной шейки (см. рис. 6.2, *а*). Поэтому из-за нарушения взаимного положения деталей цилиндро-поршневой (поршень — гильза, поршень — ось бобышек) и шатунно-кривошипной групп сопряжений (оси головок шатуна, оси шеек коленчатого вала) повышенный износ будет прежде всего у шатунных подшипников, и качество выполненного ТР характеризуется прежде всего интенсивностью изнашивания шатунных подшипников, их пробегом до стука. Чтобы повысить качество ТР, необходимо уметь определять взаимное положение осей, например, перпендикулярности осей отверстий в бобышках и поршне (см. рис. 6.2, *б*). Для проверки фактического отклонения поверхностей шатунной шейки и вкладыша шатуна необходимо иметь специальные приборы. До сих пор такую проверку производили по краске.

В Саратовском политехническом институте было предложено простое приспособление для контроля взаимного положения ука-

занных поверхностей. Непараллельность осей нижней головки шатуна и шатунной шейки измеряли с помощью призмы, ширина которой соответствует длине шатунной шейки (см. рис. 6.2, *г*). С одной стороны призмы *2* установлен неподвижный штифт *4*, на второй — индикатор *1* с ножкой *3*. Непараллельность шатунной шейки и нижней головки шатуна определяли по разнице показаний индикатора при установке призмы на цилиндрический валик (размеры которого соответствуют размерам шатунной шейки), предварительно положенного в нижнюю головку шатуна (при положении блока цилиндров коленчатым валом вверх), и на шатунную шейку установленного в блоке коленчатого вала с подведенным к ней шатуном.

Неподвижный штифт *4* обеспечивает одинаковое положение одной стороны призмы относительно плоскости разъема шатуна с крышкой, а индикатор регистрирует разницу в положении второй стороны шатуна относительно призмы *2* на шейке и на эталонном валике.

Как показали результаты измерений, непараллельность осей нижней головки и шатунной шейки даже капитально отремонтированных двигателей ЗИЛ-130 достигает значительных величин и не исчезает после кратковременного испытания на стенде. Основной причиной такой большой непараллельности осей могла быть непараллельность осей головок шатуна, осей шатунной и коренной шеек коленчатого вала. При измерении непараллельности осей шеек коленчатого вала по специально разработанной методике оказалось, что она не превышает 0,05 мм на 25 мм, а чаще всего (75% случаев) — 0,01 мм на 25 мм. Непараллельность осей шатунной шейки и коренных, определяющих ее положение относительно оси цилиндра, можно измерить приспособлением из двух призм *1* (см. рис. 6.2, *в*), жестко связанных между собой планкой *2*. При перемещении приспособления по коренным шейкам в плоскости осей шатунной и коренной шеек устанавливали величину отклонения образующих поверхностей трения шатунной и смежных с ней коренных шеек по длине шатунной шейки с помощью индикатора *4*, корпус которого закреплен в планке приспособления, а ножка касается поверхности шатунной шейки.

При измерении непараллельности осей нижней головки и шатунной шейки предложенным способом было установлено, что она не остается постоянной. После механической обработки втулки и последующей правки шатуна непараллельность осей нижней головки шатуна и шатунной шейки после испытания двигателя на стенде увеличивается пропорционально непараллельности осей головок шатуна до правки. Таким образом, правка шатуна не дает желаемых результатов.

При ТР двигателя в условиях АТП после обработки втулки верхней головки шатуна на развертке, закрепленной в тисках, шатун не правят, непараллельность осей достигает до 1,00 мм на 100 мм. Чтобы снизить непараллельность осей, втулку верхней головки шатуна необходимо обрабатывать в кондукторе.

Как показали эксплуатационные испытания, при непараллельности осей нижней головки шатуна и шатунной шейки 0,03—0,04 мм на 25 мм зазор в шатунных подшипниках нарастал в 2—3 раза медленнее, чем при обычной непараллельности 0,15—0,17 мм на 25 мм.

Поскольку непараллельность нижней головки шатуна и шатунной шейки зависит и от других факторов, ее желательно проверять при сборке двигателя и обязательно — после замены и обработки втулки верхней головки шатуна. Аналогичную проверку необходимо выполнять при ремонте других агрегатов и механизмов. Нарушение взаимного положения осей сопряженных деталей является основной причиной низкой надежности сопряжений после ремонта. Взаимное положение деталей обеспечивают механической обработкой. Все виды правки, например шатуна, не дают необходимой точности и потому мало полезны.

Таким образом, повышение качества ТР, снижение износа за время приработки уменьшает затраты на поддержание работоспособности автомобиля, это одна из возможностей повышения эффективности технической эксплуатации автомобилей. Удельные затраты на поддержание работоспособности автомобиля зависят и от организации работ, от уровня производственно-технической базы, от принятой системы ТО и ремонта автомобилей.

Влияние организации ТО и ремонта на затраты по поддержанию работоспособности автомобилей. Расходы на содержание автомобилей в технически исправном состоянии в процессе эксплуатации можно снизить путем улучшения производственно-технической базы АТП (обеспеченность соответствующими зданиями, сооружениями, оборудованием, производственным и хозяйственным инвентарем и принадлежностями, измерительными и регулирующими приборами и устройствами, лабораторным оборудованием, инструментом и прочими основными фондами).

Необходимый уровень производственно-технической базы устанавливают по результативности работы АТП в заданных эксплуатационных условиях. По отчетным данным одного из территориальных транспортных управлений, на АТП с удельным весом транспортных средств в основных производственных фондах до 40% валовой доход на один рубль стоимости подвижного состава составлял 2,43 руб., при 52—62% — 2,62 руб., 62—70% — 2,79 руб., а при 70—80% — только 2,34 руб., а балансовая прибыль на один рубль стоимости подвижного состава соответственно 0,16; 0,52; 0,68; 0,41 руб. Как видим, с ростом доли транспортных средств в составе основных производственных фондов рентабельность и фондоотдача повышается, но до определенного предела, в данном случае до 70%, не выше.

На АТП с высоким удельным весом подвижного состава слаба производственно-техническая база, низок уровень механизации тяжелых и трудоемких процессов по ТО и ремонту автомобилей. При малом удельном весе транспортных средств в составе основных производственных фондов, но при более интенсивном исполь-

зовании автотранспортных средств расходы на развитие производственно-технической базы полностью себя окупают и не снижают ни их рентабельности, ни фондоотдачи. Однако и здесь не должно быть крайности, так как увеличение производственно-технической базы предприятий экономически оправдано до известных пределов. Чтобы обеспечить нормальное ТО и ремонт транспортных средств, необходим соответствующий уровень механизации работ, технической оснащенности предприятий. Вложение средств сверх потребности приводит даже к снижению необходимой отдачи.

О влиянии уровня механизации работ на трудоемкость ТО, а следовательно, и на затраты на поддержание работоспособности автомобиля можно судить по данным НИИАТ, %:

	ЕО	ТО-1	ТО-2
Уровень механизации:			
фактический	20	8	6
полное обеспечение по существующей номенклатуре	38—40	15—17	11—13
теоретически возможное обеспечение	45—50	30—35	21—25
Снижение трудоемкости при полном обеспечении по существующей номенклатуре:			
абсолютное	45—50	15—17	10—12
с учетом удельного веса работ в ТО и ТР	8—9	2—3	1—2

Годовой темп роста производительности труда в сфере технической эксплуатации автомобилей составляет в результате совершенствования технологии и организации ТО и ТР автомобилей с учетом старения парка 3,5÷4,5%, текущей модернизации автомобилей — 4,5÷5,5; создания автомобилей, удовлетворяющих требованиям долгосрочного прогноза, — 7÷11%.

Обобщающими показателями работы службы технической эксплуатации автомобилей являются коэффициент технической готовности, уровень затрат на ТО и ТР (доля в себестоимости, удельные затраты на километр, пассажиро-километр, тонно-километр), производительность труда ремонтных рабочих.

Таким образом, механизация работ по ТО и ремонту автомобилей создает большие возможности для снижения трудоемкости работ.

Большое значение имеет и размер предприятия, на крупных АТП, как правило, лучше организация процесса и производственно-техническая база, что позволяет сокращать трудоемкость ТО и ремонта автомобилей и капиталовложения в производственную ба-

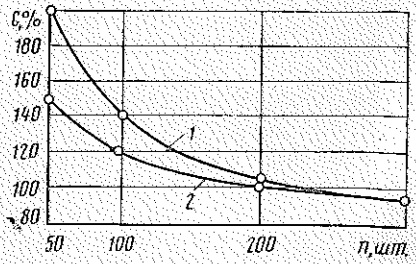


Рис. 6.3. Изменение удельной *c* трудоемкости *1* ТО и ремонта и капиталовложений *2* в производственную базу в зависимости от числа *n* автомобилей на АТП

зу (рис. 6.3). Если при пробеге автомобилей в год 1 млн. км трудоемкость ТО и ремонта принять за 1, то при пробеге 10 млн. км трудоемкость будет наполовину меньше.

Увеличение программы ТО и ТР позволяет специализировать исполнителей, применять передовую технологию, высокопроизводительное оборудование, комплексную механизацию и автоматизацию, на более высоком уровне реализовать принятую систему ТО и ремонта подвижного состава.

6.2. СИСТЕМА ТО И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

Оптимальное управление производством возможно при наличии информации о его состоянии, возможности прогнозировать изменение этого состояния, новейших средств управления производством.

Для этой цели необходимо определить действительное физическое состояние объекта в данный момент времени, иметь возможность прогнозировать отказы и величины износов, поддерживать низкий уровень изменения технического состояния автомобиля и восстанавливать его с минимальными затратами средств и труда, обеспечить высокую производительность труда.

Принятая у нас в стране планово-предупредительная система ТО и ремонта подвижного состава автомобильного транспорта является частью метода поддержания автомобиля в работоспособном состоянии (в данном случае методом называют логически связанную совокупность системы ТО и ремонта автомобилей, технологических приемов оценки технического состояния автомобиля, обслуживания, ремонта и организации работ при минимальных затратах) в заданных эксплуатационных условиях. В характеристику условий эксплуатации в данном случае включены и модель автомобиля, пробег с начала эксплуатации, режим работы. Все положения системы ТО и ремонта должны быть научно обоснованы. В частности, методика определения периодичности технического обслуживания должна иметь в своей основе закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля.

Методика разработки режима ТО. Методика определения режима ТО является основой технологического процесса. Под технологией вообще принято понимать науку о способах переработки сырья в готовое изделие. При техническом обслуживании под «сырьем» понимается автомобиль работоспособный, но неисправный (грязный вид, подтекание масла, воды через прокладки, наличие абразивных частиц в масле, низкий уровень масла, большой зазор между торцами стержней клапана и толкателя, между тормозными барабанами и накладками и т. д.) или с малой вероятностью безотказной работы. Из-за недостатка масла в сопряжениях, при наличии абразивных частиц интенсивность изнашивания резко увеличивается, а пробег до замены изношенных деталей со-

кращается. При больших зазорах в сопряжениях рулевого механизма и тормозов снижается безопасность движения и их срок службы.

Технологическим процессом ТО называется комплекс организационно-связанных операций по предупреждению отказов в работе, а *операцией* — совокупность действий рабочего на одном рабочем месте и с одним автомобилем. Если одновременно работают два смазчика с разными точками смазки, то это — две операции. Процесс ТО состоит из ряда последовательных и параллельных операций: уборочных, моечных, обсушечных, смазочных, заправочных, контрольных, крепежных, регулировочных. Сколько рабочих, столько и операций. Часть операций, выполняемая одним исполнителем без смены рабочего инструмента при перемещениях исполнителя на расстояние не более двух шагов в одном уровне, называется *переходом*. Он является наименьшим целостным звеном технологического процесса ТО.

Режимом ТО называют перечень, периодичность и трудоемкость работ по техническому обслуживанию автомобилей. Режимы ТО должны быть основаны на научном обобщении основных закономерностей изменения технического состояния автомобиля и его отдельных узлов, механизмов и агрегатов, параметры режима определены по специальной методике.

С помощью методики разработки режима ТО необходимо на основе статистических данных, существующих закономерностей и зависимостей обосновать основные операции ТО, периодичность их выполнения, трудоемкость работ.

При разработке режимов выделяют основные агрегаты, узлы и механизмы, техническое состояние которых определяет безопасность движения, надежность и экономичность работы автомобилей.

Из общего числа случаев ТР на тормозную систему приходится 8÷33%, рулевое управление и передний мост — 9÷20, подвеску — 5÷13 и кабину (стеклоочиститель, зеркало заднего вида) — 7%. Дорожно-транспортные происшествия из-за технической неисправности в результате внезапных, непредвиденных поломок, которые нельзя было выявить при ТО, бывают очень редко (не более 3—5%). Поэтому детали, соединения механизмов и агрегатов, техническое состояние которых оказывает непосредственное влияние на безопасность движения подвижного состава автомобильного транспорта, относят к основным при разработке режимов ТО.

Периодичность ТО определяют по изменению внешнего вида узлов и агрегатов, исходя из условия обеспечения безопасности движения, наибольшей производительности автомобилей, учитывая закономерности изменения и допустимые значения параметров технического состояния агрегатов и узлов, изменение удельных затрат на поддержание работоспособности на ТО автомобиля в зависимости от пробега. Удельные затраты на поддержание работоспособности, надежности автомобиля состоят из затрат на оплату труда ремонтного персонала, запасные части, материалы, компен-

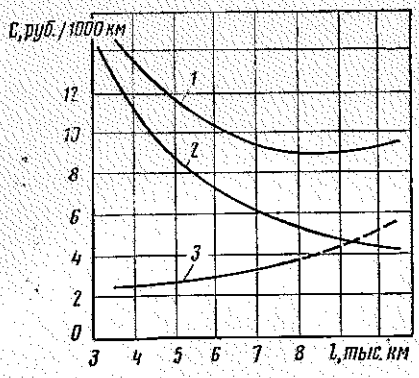


Рис. 6.4. Определение оптимального пробега, периодичности ТО-2:
1 — суммарные удельные затраты; *2* — удельные затраты на ТО-2; *3* — удельные затраты на текущий ремонт

сацию простоя, определяют их с учетом параметра потока отказов или по статистическим данным.

Средние удельные затраты на поддержание заданного уровня надежности в зависимости от пробега можно аппроксимировать уравнением (5.6). Экспериментально это можно проверить, если взять несколько групп автомобилей, а затем через разные пробеги производить этим автомобилям ТО и фиксировать расходы на ремонт.

Средние удельные затраты на ТО автомобиля стоимостью C руб. уменьшаются с увеличением пробега до его проведения $c=C/l$ руб/1000 км.

Суммарные средние удельные затраты на поддержание работоспособности и на техническое обслуживание автомобиля $c_\Sigma = C/l + c_0 l^{bl}$.

Минимальные суммарные средние удельные затраты будут при пробеге, величину которого можно определить из дифференциального уравнения

$$\frac{dc_\Sigma}{dl} = \frac{d}{dl}(C/l + c_0 e^{bl}) = 0.$$

Аналитическое решение этого уравнения довольно сложное, проще графически определить величину пробега, когда суммарные удельные затраты будут минимальными (рис. 6.4).

Практическое применение приведенной методики можно показать на примере определения периодичности ТО-2 автомобиля. Оптимальную периодичность ТО-2 согласно общепринятой методике устанавливают по минимуму суммарных удельных затрат на ТО и ТР при известной периодичности ТО-1.

При подсчете стоимости ТО-2 учитывали зарплату рабочих, расходы на замену масла и убытки от простоя автомобиля при обслуживании. Например, трудоемкость ТО-2 всего автомобиля составила 28,57 чел-ч., зарплата рабочего 12,9 руб. Расходы на замену масла 2,75 руб., убытки за 8 ч простоя автомобиля в ТО-2 на рассматриваемом АТП — 24,8 руб.

Суммарные затраты на ТО-2 и убытки от простоя в ТО-2 автомобиля в заданных условиях работы составили, таким образом, 42,45 руб.

Удельные затраты на ТР определяли в процессе эксплуатации. Так, при периодичности ТО-2 4,1 тыс. км средние удельные затраты на ТР составили 2,8 руб на 1000 км, а на ТО-2 10,25 руб. Минимальная величина суммарных удельных затрат *3* (рис. 3.15) на

ТО-2 и ТР будет при периодичности обслуживания через 9 тыс. км (см. рис. 6.4).

При определении технико-экономическим методом оптимальной периодичности ТО должна быть обеспечена надежная и безопасная работа подвижного состава при минимальных удельных затратах материалов средств и рабочей силы на ТО, ремонт и убытки от простоя подвижного состава в неисправном состоянии.

Основанием для включения какой-либо операции в технологический процесс ТО должны быть: коэффициент повторяемости и средняя периодичность ее выполнения (так, например, если потребность в выполнении какой-либо операции определенного вида ТО возникает только у 10—15 автомобилей из 100 поступивших на ТО, т. е. коэффициент повторяемости 0,10—0,15, то организовать стабильную работу постов ТО практически невозможно); влияние данной операции на надежность, экономичность и безопасность движения автомобилей; суммарные затраты при ТО и ремонте; влияние на технологию и организацию ТО.

Операции по техническому обслуживанию автомобилей состоят из уборочно-моечных, крепежно-регулировочных и смазочных. Крепежно-регулировочными операциями уменьшают до номинальных или совсем устраняют зазоры, а тем самым уменьшают динамическую нагрузку в сопряжениях; заменой смазки, промывкой фильтров очистки воздуха и масла снижают содержание абразивных частиц на поверхности трения детали.

Работы ТР включают в перечень обязательных операций ТО в зависимости от фактической средней периодичности их выполнения, принятой на АТП периодичности ТО-1 и ТО-2, а также их кратности. При этом изменится, конечно, трудоемкость и технического обслуживания, и текущего ремонта. Для корректирования перечня операций ТО соответствующие данные должны быть собраны не менее, чем по 10—15 и не более, чем по 20 автомобилям за 3—6 месяцев, а при корректировании в зависимости от сезонных и климатических условий — не менее, чем за 12 месяцев. При какой средней фактической периодичности операции ТР можно переносить в ТО, указано в Положении о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта.

Таким образом, режим технического обслуживания, в том числе и периодичность воздействий, зависит от величины давления на поверхности трения, интенсивности поступления абразивных частиц на поверхность трения, в конечном счете — от интенсивности изменения технического состояния сопряжения, агрегата.

При разработке режима ТО автомобилей необходимо установить наиболее важные объекты технического обслуживания, закономерности и причины изменения технического состояния узлов, агрегатов, материалов, величины допустимого изменения технического состояния деталей, узлов и агрегатов по экономическим, техническим или другим признакам, периодичность и перечень операций ТО.

Для разных условий эксплуатации, конструкции, технического состояния автомобилей, мощности АТП нельзя применять одинаковые режимы ТО. Поэтому режимы ТО, полученные для определенных условий эксплуатации, модели автомобиля и его «возраста» природно-климатических условий и размера АТП, необходимо корректировать с учетом разницы категории условий эксплуатации (дорожные условия, организация движения), природно-климатических условий, пробега автомобиля с начала эксплуатации, размера АТП, а следовательно, и организации работ по ТО. Все факторы, кроме последнего, будут влиять на величину интенсивности изменения в процессе эксплуатации динамических нагрузок в сопряжениях и количества абразивных частиц на поверхности трения.

Трудоемкость ТО зависит от условий эксплуатации, пробега автомобиля с начала эксплуатации, модификации подвижного состава, размера АТП.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Целью деятельности специалиста по технической эксплуатации автомобильного транспорта является обеспечение снижения до оптимального уровня затрат на поддержание работоспособности автомобиля в заданных условиях эксплуатации. Реализация такой цели возможна при наличии полноценной информации об изменении технического состояния автомобиля в прошлом, его состоянии в момент прогнозирования и методики научного прогнозирования изменения. Для прогнозирования затрат на поддержание работоспособности автомобиля необходимо иметь результаты диагностирования (определения технического состояния) основных узлов и сопряжений, математические модели изменения параметров показателей технического состояния узлов и сопряжений и методики определения параметров математической модели.

Прогноз — это вероятностное утверждение о будущем с относительно высокой степенью достоверности. Вероятностный подход принципиально отличает прогноз от предсказания, утверждения о будущем с абсолютной достоверностью (например, о последовательности воспламенения смеси в цилиндрах). Чем раньше и точнее будет прогнозирован отказ, тем больше времени подготовиться к нему, меньше простой автомобиля в ожидании ремонта, меньше необходимое число запасных частей на складе. Значение прогнозирования состоит не только в определении направлений изменения, но и в планировании текущей деятельности в соответствии с этим направлением.

Критерием качества прогноза во всех случаях является величина его среднеквадратической погрешности. Эффективность прогнозирования зависит от точности инструментальных средств определения технического состояния, методов прогнозирования, от величины затрат на получение данных о техническом состоянии агрегатов автомобиля при необходимой точности прогноза.

Глава 7

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ЭТАПОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

7.1. ВЫБОР МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

Удельные затраты на поддержание работоспособности автомобиля включают и затраты на прогнозирование технического состояния его агрегатов. Последние зависят от принятого метода прогнозирования, сложности математической модели, числа, трудоемкости получения данных об изменении технического состояния и методики определения параметров математической модели. Метод прогнозирования принимают таким, чтобы обеспечить минимум суммарных удельных затрат в заданных эксплуатационных условиях на прогнозирование и замену деталей, на материалы, убытки от простоя автомобиля в ожидании и в процессе обслуживания.

Следует обоснованно принимать решение на каждом этапе прогнозирования и саму последовательность этапов прогнозирования: выбор метода прогнозирования, математическое моделирование, определение необходимого числа данных, их статистический анализ, определение зависимости и ее параметров.

При прогнозировании технического состояния используют статистические и физические методы.

Целью статистического вероятностного метода является определение закона распределения и его параметров. По статистическим данным, характеризующим состояние элементов системы, в данном случае автомобиля, можно определить средний пробег до ремонта и замены, потребности в запасных частях, однако этот метод управления техническим состоянием автомобиля можно отнести к пассивным. Управление работоспособностью или ее нормирование сводится при этом в основном к своевременному обеспечению запасными частями и сокращению тем самым простоя автомобиля в ожидании ремонта. Более прогрессивная форма управления работоспособностью основана на знании физических процессов, причин изменения технического состояния агрегатов автомобиля, параметров оптимального режима работы автомобиля.

В каждом конкретном случае для прогноза надо иметь базовую зависимость долговечности от факторов, оказывающих на нее наибольшее влияние. Физические методы прогнозирования имеют более высокую точность по сравнению со статистическими, и потому они предпочтительнее. Однако при этом необходимо знать закономерности процесса, иметь информацию о техническом состоянии детали, узла или сопряжения за некоторый период эксплуатации для определения параметров закономерности.

В зависимости от интенсивности процессов различают отказы постепенные и внезапные. И если очень хорошо известны, хоть и не до конца изучены, процессы при постепенном отказе и потому их можно предвидеть, а тем самым и управлять ими, то внезапные отказы менее изучены, а последствия их гораздо разрушительнее, убыточнее. Довольно часто ломаются зубья шестерен, выкрашивается антифрикционный слой, ломается полуось, балка переднего моста, цапфа поворотного кулака, рама, разрушается каркас шины. Как правило, для водителей, инженерно-технических работников это происходит внезапно.

Изменение условий работы на интенсивность внезапных отказов оказывает большее влияние, чем постепенных. Так, износ протектора шин увеличивается более плавно с изменением нагрузки, чем разрушение каркаса шины. Поэтому необходимо усилить внимание к физическим процессам, происходящим при разрушении, условиям, которые снижают интенсивность разрушения при внезапном отказе. Это повысит точность прогнозирования и позволит создать оптимальные условия работы элементов конструкции. Поскольку большинство внезапных отказов возникает вследствие развития трещины, для каждого инженера-механика представляют интерес вопросы прочности, закономерности развития трещин, практические

приемы своевременного обнаружения трещины, управления ее развитием, а еще лучше — ликвидации.

Для прогнозирования необходимо знать:

критерии отказа, работоспособности (износ, температура деталей, образование и развитие трещин);

методы количественного прогнозирования (функциональные закономерности, аппроксимирующие уравнения, вероятностные, в частности распределение наработки);

методику сбора данных или измерения значений параметров процесса с минимальной ошибкой в эксплуатационных условиях;

основные факторы, влияющие на интенсивность процесса и способы управления ими.

Первые два условия являются основными, так как определяют и критерий, наименование измерителя количественной характеристики процесса, и закономерность изменения его во времени или в зависимости от пробега.

Прежде чем приступить к прогнозированию изменения технического состояния автомобиля, необходимо обосновать критерий технического состояния, математическую модель изменения состояния автомобиля во времени или в зависимости от пробега, необходимое число результатов наблюдений.

Критерий технического состояния может быть или техническим, или экономическим. Из технических критериев состояния, например, двигателя, используют износ, изменение геометрической формы, потерю упругости (колец), разрушение (поломку); к техническим критериям относят и эксплуатационные показатели (утечка воздуха из камеры сгорания, расход масла на угар, утечка газов в картер, давление в камере сгорания в конце такта сжатия, разрежение во впускном трубопроводе, давление масла в системе смазки).

Одним из критериев работоспособности детали, элемента конструкции является несущая способность, сопротивление хрупкому и усталостному разрушению. Несущую способность определяют не столько по критериям предельных упруго-пластических состояний, сколько по сопротивлению усталостному и хрупкому разрушению, исследованиями которого занимается механика разрушения. Это направление механики позволяет количественно описать кинетику замедленного и быстро протекающего распространения трещин в связи с сопротивлением элементов конструкций хрупкому и циклическому разрушению. Возникла вероятностная трактовка расчета на сопротивление усталости по признаку возникновения трещины, разработаны методы линейной механики разрушения для расчета на сопротивление хрупкому разрушению, методы расчета на сопротивление повторным пластическим деформациям в связи с явлениями усталости в пределах малого числа циклов.

Критерии работоспособности детали, агрегата или автомобиля в целом выбирают в зависимости от конкретных условий работы. При заданных рабочих режимах интенсивность изменения технического состояния агрегата, а следовательно, и отказа зависит от

состояния среды и изменения свойств материала, неизбежного при изменении температуры на поверхности трения. Например, поскольку имеется тесная связь температуры с процессами старения, регулировками и долговечностью, то можно прогнозировать их по температурным характеристикам.

За экономический критерий технического состояния детали, сопряжения, агрегатов и автомобиля принимают обычно удельные затраты на поддержание работоспособности рассматриваемого объекта. Критерием надежности автомобиля в работах МАДИ считаются затраты на запасные части в удельном исчислении по интервалам пробега и суммарно за ресурс автомобиля. Уровнем надежности считается соотношение затрат на изготовление автомобиля и на поддержание работоспособности. При минимальных суммарных удельных затратах в производстве и эксплуатации уровень надежности оптимальный.

При всех обстоятельствах, независимо от типа критерия, для прогнозирования следует предварительно обосновать закономерность изменения принятого критерия в процессе эксплуатации автомобиля в заданных условиях, по возможности на математическом языке, т. е. создать математическую модель; иметь необходимое число данных о техническом состоянии; владеть методикой проверки достоверности полученных данных и самой зависимости, определения параметров распределения, закономерности или зависимости.

7.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Основой прогнозирования является знание процессов, закономерности их развития и умелая экстраполяция этих процессов в будущее. Период экстраполяции не должен превышать одной трети или половины предыдущего периода, по которому имеются достоверные данные. Процессы целесообразно описывать в виде моделей, которые могут быть физическими, математическими, логическими и другими.

Модель — это упрощенная форма представления реальных процессов и взаимосвязей в системе, позволяющая изучить, оценить и прогнозировать влияние составляющих элементов (факторов) на поведение системы в целом (совокупности взаимосвязанных элементов). Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации математически можно описать в трех формах.

В зависимости от пробега l его обычно аппроксимируют полиномом n-го порядка $y=a_0+a_1l+\ldots+a_nl^n$.

Такие аппроксимирующие уравнения правильнее называть зависимостями, так как закономерности аналитически описывают физические процессы, например,

$$y = y_0e^{bl},$$

где y — износ, удельный расход деталей, удельные затраты на поддержание работоспособности системы в процессе эксплуатации.

Рассеивание или изменение параметра состояния системы под действием нескольких случайных факторов в конкретный момент времени (или при конкретном пробеге) описывают или законом распределения индивидуальных значений случайной величины, или уравнением множественной регрессии, например, линейным

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + \ldots + a_n x_n,$$

где $x_1, \ldots, x_n$ — факторы.

Приведенные две формы уравнений можно использовать для описания технического состояния отдельного автомобиля. Если же параметр состояния каждого из элементов системы под действием нескольких случайных факторов в конкретный момент времени имеет рассеивание, не является однозначным, то состояние системы можно описать с помощью теории массового обслуживания, статистических испытаний (методом Монте-Карло). Таким образом описывают возникновение и устранение отказов у группы автомобилей. Этот вид математической модели можно использовать для прогнозирования состояния группы автомобилей, и невозможно для прогнозирования состояния конкретного автомобиля. Например если по АТП известно распределение пробегов до первого капитального ремонта автомобилей в заданных эксплуатационных условиях, годовых и с начала эксплуатации, то можно подсчитать число потребных капитальных ремонтов на планируемый период рассматриваемой группы автомобилей и ничего нельзя сказать о конкретном автомобиле.

Математически описать или построить математическую модель процесса — означает установить математическую зависимость между параметрами и факторами процесса, явления. Формы математической зависимости могут быть различные. Если физическая величина определяется как однозначная функция одной или нескольких величин, то такую связь называют функциональной. Если же имеется зависимость между неслучайной независимой переменной и случайной зависимой переменной, то такую связь называют регрессионной, в случае зависимости между случайными переменными и независимой и зависимой (обе переменные случайные) связь называют корреляционной. Линейную корреляционную связь правомерно считать функциональной.

При разработке модели поступают в зависимости от уровня знаний явления или процесса, которые могут быть различны:

1. Самый высокий уровень, когда при составлении модели процесса совершенно ясны его причинно-следственные связи.

2. Ясна структура процесса, но нет ее математического описания. Тогда подбирают аналог с математическим описанием.

3. Ясность процесса необходимо выявить по дополнительным данным и тогда уж использовать или строить математическую модель.

4. Параметры процесса зависят от нескольких факторов, весомость которых неизвестна, и потому экспериментально выясняют степень значимости каждого фактора.

5. Почти ничего неизвестно о процессе, экспериментальные данные получить невозможно. Приходится выдвигать гипотезу с последующей ее проверкой.

Точность математической модели процесса следует повышать главным образом на важных операциях, важность их следует выражать через экономические и технические показатели. Математическая модель должна быть простой в обращении и понятной для тех, кто ее использует, представительной во всем диапазоне приложений, достаточно сложной, чтобы точно изображать изучаемый процесс или явление.

Упрощения математической модели можно добиться исключением несущественных переменных (с достаточной для практики точностью можно принять постоянными, опустить какие-то переменные); изменением природы переменных, например, принять какую-то величину постоянно переменной вместо дискретной; заменой линейными уравнениями нелинейных (линеаризацией уравнений).

В процессе математического моделирования вначале четко и ясно формулируют задачу таким образом, чтобы обеспечить однозначность ее понимания; затем выявляют теорию процесса, физико-химические законы процесса на основе литературных, экспериментальных данных других исследователей, а при отсутствии таких данных выдвигают рабочую гипотезу с последующей ее проверкой; на основании физико-химических законов или принятой рабочей гипотезы составляют одно уравнение или систему математических уравнений, связывающих параметры с факторами в наиболее простой и ясной форме; определяют метод решения принятых математических уравнений, способы определения параметров уравнения; проверяют соответствие принятой модели фактическому процессу (это можно сделать при наличии фактических данных и сравнении их с рассчитанными с помощью математической модели).

При математическом моделировании самое трудное — это составление уравнений, достаточно точно описывающих процесс или явление: уравнения могут быть алгебраические и интегрально-дифференциальные. За основу математической модели сложного процесса принимают закон сохранения энергии или веществ (например, уравнение теплового баланса). Эти законы позволяют количественно связать между собою многие элементарные процессы.

Если же зависимость неизвестна и ее нужно установить по экспериментальным данным, то задача несколько усложняется. В этом случае по расположению экспериментальных точек на графике предварительно подбирают такую известную формулу, которая наиболее полно соответствовала бы полученным данным, аппроксимируют экспериментальные данные, а потом определяют параметры этой зависимости. Аппроксимируют иногда и при замене известной, но довольно сложной, аналитической зависимости более простой и практически достаточно точной эмпирической. Наиболее доходчивой формой описания любой зависимости является все-таки

не аналитическая, и даже не табличная, а графическая. Поэтому нужно полученные результаты представить в виде графиков.

При наличии математической модели процесса можно получить информацию о будущем состоянии автомобиля на основе данных за прошлый период. Погрешность прогнозирования состояния зависит не только от величины прогнозируемого периода (пробега), но и от погрешности результата измерения, однородности полученных данных. Погрешность результата измерения влияет и на число измерений, которое необходимо выполнять при каждом значении отрезка времени или пробега.

Таким образом, погрешность прогнозирования и необходимое число измерений зависят от погрешности единичного эксперимента, качества результатов измерения. Поэтому представляют интерес методики обоснования необходимого числа измерений и статистического анализа качества полученных данных, проверки принадлежности их к одной совокупности.

7.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО ЧИСЛА ДАННЫХ

При прогнозировании следует обеспечить практически возможное снижение величины погрешности единичного измерения. С этой целью необходимо знать характеристику погрешностей измерений и хотя бы перечень основных факторов, которые влияют на величину погрешности результата измерения, например, при прогнозировании износа детали, сопряжений, который является основной причиной изменения технического состояния агрегата в процессе эксплуатации.

Характеристика погрешностей результатов измерения. Под измерением какой-либо величины понимают процесс сравнения ее с другой однородной с ней величиной, принятой за единицу измерения. Например, при измерении износа выполняют операцию, в результате которой узнают, во сколько раз уменьшение (или увеличение) диаметра, толщины или другого линейного размера (в том числе и длины окружности) больше или меньше единицы измерения, за которую принимают миллиметры или микрометр. Так как результат измерения не может быть получен абсолютно точным, нужно знать характеристику погрешностей эксперимента, классификацию и основные факторы, которые влияют на погрешности измерения.

Величина погрешности зависит от условий измерения, которые определяются вероятностью постоянства совокупности факторов при измерении: объекта наблюдения; выполняющего измерение; инструмента, при помощи которого выполняют измерения; внешней среды, в которой производят измерение. В связи с тем, что измеряемая величина и единица измерения почти всегда являются величинами несоизмеримыми, это приводит к необходимости определять некоторые доли единицы измерения, что при самом тщательном исполнении при самых совершенных инструментах неизбежно сопровождается погрешностями. Различают четыре основных типа погрешностей: в зависимости от принятой единицы измерения погрешности (абсолютная или относительная) и постоянства ее величины (систематическая или случайная).

Величину погрешности измерения можно определить сравнением с ее общепринятым эталоном (в нашем случае, метр) или с измеряемой величиной. Во втором случае роль эталона выполняет сама измеряемая величина. Например, износ шатунных шеек измеряют микрометром, точность которого составляет 0,01 мм.

Вот эту величину и называют *абсолютной погрешностью*. Она будет одинаковой при любой величине износа шейки: 0,03 мм и 0,30 мм. Если же за единицу измерения принята сама измеряемая величина, то *погрешность называют относительной*. При величине износа 0,03 мм относительная погрешность составит 0,33, а при износе 0,3 мм — 0,033, т. е. будет в десять раз меньше. Для простоты относительные погрешности выражают в процентах. Если измеряемая величина x, то абсолютная величина погрешности Δx, а относительная погрешность $\Delta x_{отн} = 100\Delta x/x$.

Как видно из приведенного примера, указание абсолютной погрешности измерения (0,01 мм) мало говорит о действительной точности, если не сопоставить величину погрешности и саму измеряемую величину. С этой точки зрения, относительная величина погрешности дает более непосредственное представление о точности измерений.

Абсолютная погрешность при измерении какой-то величины не может быть меньше той, которая определяется погрешностью измерительного инструмента. Если, например, точность микрометра составляет 0,01 мм, то и износ будет определен с погрешностью большей, чем 0,01 мм. Величина погрешности характеризует точность определения износа. Следовательно, в задачу измерений входит не только нахождение самой величины, но также и оценка допущенной при измерении погрешности. Чтобы снизить погрешность, нужно руководствоваться определенными правилами и приемами при производстве самих измерений и обработке полученных результатов.

Для уменьшения погрешности при выборе единицы измерения величина единицы измерения должна быть известна с достаточной степенью точности и в процессе измерений должна оставаться неизменной. Это достигается в результате сравнения единицы измерения с нормальной мерой до и после измерений (проверка микрометра, например, по эталону), объект во время измерения должен быть практически неизменным. Величина погрешности зависит от степени постоянства условий проведения измерения, от навыков наблюдателя, состояния измерительного инструмента, от правильности геометрической формы детали, количества на ней смазки, пыли, от температуры окружающей среды и т. п.

Измерения необходимо делать равноточными, то есть сохранять одинаковую совокупность условий измерения. Поэтому измерения производят одними и теми же инструментами, наблюдателями одинаковой квалификации и при одинаковых внешних условиях. Известно, что шатунная шейка, например, по окружности изнашивается неравномерно: обычно (но не всегда) больше всего в плоскости кривошипа, меньше всего в перпендикулярной оси кривошипа плоскости. Эту разницу в износе называют эллипсностью, которая порой бывает такой, как величина износа. Чтобы снизить погрешность из-за неправильной геометрической формы шейки, измерения производят в двух плоскостях: и в плоскости кривошипа, и в перпендикулярной ей, аналогично и по цилиндрам. Так как изменение геометрической формы изношенной детали зависит от действия случайных факторов, положение участков максимального износа не является строго постоянным, и это трудно учесть. Величину погрешности можно уменьшить, если брать среднее значение из результатов измерения хоть бы в двух плоскостях.

Среднее из *случайных погрешностей* равноточных измерений одной и той же величины стремится к нулю при увеличении числа измерений до бесконечности.

Другой тип погрешностей, величина которых одинакова во всех измерениях одним и тем же методом с помощью одних и тех же измерительных приборов, называют *систематическими погрешностями*. Средняя величина систематической погрешности при увеличении числа равноточных измерений одной и той же величины до бесконечности стремится к некоторому пределу, отличному от нуля. Если известен закон изменения систематических погрешностей, применяют специальную методику измерений, в процессе которых систематические погрешности будут исключаться. Такие погрешности называются исключаемыми систематическими погрешностями (например, температурные).

Однако полностью исключить систематические погрешности невозможно, и поэтому измерения содержат остаточные систематические погрешности. При измерении стараются учесть и исключить те из них, природа которых известна и величина может быть достаточно точно определена (например, температурные по-

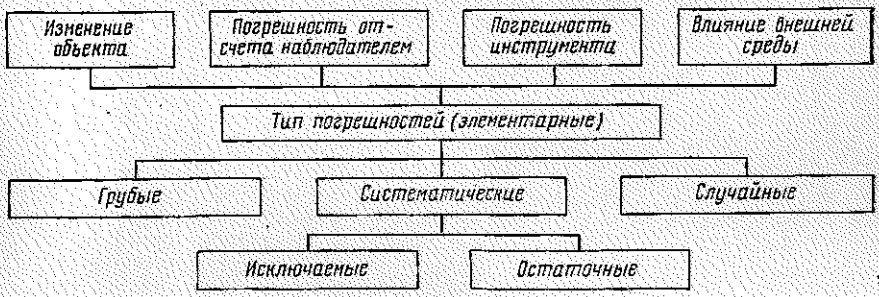


Рис. 7.1. Схема классификации погрешностей результатов эксперимента

грешности); известного происхождения, но неизвестной величины (например, погрешность измерительного прибора, в частности, измерительной линейки), те, о существовании которых не знают, хоть величина их может быть значительной (например, при определении плотности металла по образцу, внутри которого оказался пузырек воздуха, погрешность может быть большой. Один из наиболее надежных способов убедиться в отсутствии таких погрешностей — выполнить измерения интересующей величины другим методом и в других условиях), обусловленные свойствами измеряемого объекта.

Погрешности при эксперименте являются суммой элементарных погрешностей различного происхождения. В зависимости от источника их появления (объект измерения, наблюдатель, инструменты или внешняя среда) и типа погрешностей (грубые и неизбежные, систематические или случайные) можно дать схему классификации погрешностей результатов эксперимента (рис. 7.1).

Систематическая погрешность по величине постоянна при каждом измерении и не зависит от их числа. Величина случайной погрешности различна при каждом измерении, и поэтому точность результата измерения повышается с увеличением числа измерений. Этот вывод можно сформулировать в виде двух правил.

1. Если определяющей является систематическая погрешность., т. е. если ее величина существенно больше величины случайной погрешности, присущей данному методу, то достаточно выполнить измерение один раз.

2. Если определяющей является случайная погрешность, то измерение следует производить несколько раз. Число измерений выбирают таким, чтобы среднее арифметическое случайной погрешности было меньше систематической погрешности. Окончательную погрешность результата измерения определяет систематическая погрешность.

Таким образом, необходимое число измерений определяется в конечном итоге соотношением величины систематической и случайной погрешностей. С точки зрения повышения точности измерения, необходимо добиваться, чтобы систематические погрешности были больше случайных. Это позволит снизить число измерений, в принципе свести к одному. Этой цели и должна быть подчинена методика измерения.

С увеличением числа измерений среднее значение случайной погрешности сходится по вероятности к математическому ожиданию, которое свободно от случайности. С увеличением числа измерений величина случайной погрешности приближается к систематической, но никогда не будет меньше ее. Здесь опять справедливо правило: нельзя сделать погрешность меньше, чем та, которая определяется погрешностью измерительного устройства. Чтобы погрешности не превышали допустимых пределов, необходимо уметь организовать измерения так, чтобы их результаты содержали погрешности, не превышающие допустимых, оценивать точность полученных результатов измерений, т. е. оценить условия измерений (из результатов измерений найти наиболее надежное значение; оценить его точность). Для этого следует знать свойства случайных погрешностей, установить закономерности возникновения и накопления погрешностей, уметь производить оценку точности измерения и наметить пути ее увеличения.

Таким образом, необходимо прежде всего снизить величину случайной погрешности результатов измерения из-за непостоянства внешних условий (под постоянством внешних условий подразумевается не абсолютное постоянство, а одинаковость условий для эталона и измеряемого объекта); из-за непостоянства остальных факторов (состояния объекта измерения, наблюдателя, инструмента).

Изменение внешних условий оказывает большое влияние на погрешность измерения, особенно при наблюдении по методике последовательных испытаний. В процессе эксплуатации автомобиля условно принимают постоянными условия эксплуатации. Из эксплуатационных факторов наибольший интерес представляет температурный, нагрузочный (частота вращения коленчатого вала, открытие дроссельной заслонки), режима работы двигателя, регулировка систем зажигания и питания.

При разработке методики прогнозирования износа необходимо обосновать методику сбора результатов измерения, пробег до первого измерения, периодичность последующих и т. д., измерения износа деталей, обработки результатов, а также режим работы для получения наиболее достоверных результатов прогнозирования при минимальном числе измерений.

Таким образом, уровень постоянства внешних условий проведения измерения определяет величину случайной погрешности, а следовательно, и число измерений для обеспечения необходимой точности прогнозирования.

Число измерений зависит от соотношения точности прогнозирования требуемой с практической точки зрения, и точности, получаемой при единичном измерении. С тем, чтобы обосновать необходимое число измерений, нужно уметь определять точность получаемых результатов. С этой целью предварительно рассмотрим некоторые сведения из теории случайных погрешностей, в том числе некоторые понятия, определение доверительных интервалов и вероятности.

Некоторые понятия теории случайных погрешностей. При измерениях, когда основную роль играют случайные погрешности, все оценки точности измерения можно сделать только с некоторой вероятностью. Случайные погрешности имеют закон распределения, математическое ожидание которого равно нулю. Теория вероятностей дает возможность подсчитать вероятность любой величины погрешности. Если каждое измерение дает несколько отличные от других измерений результаты, то случайная погрешность играет существенную роль. За наиболее вероятное значение измеряемой величины (при нормальном законе распределения погрешностей) следует принять ее среднее арифметическое значение

$$m = \frac{x_1 + x_2 + \ldots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{1}^{n} x_i, \qquad (7.1)$$

где x_1, x_2, ..., x_n — результаты отдельных измерений.

Суждение о точности выполненных измерений можно получить по величине колебаний результатов измерений: чем больше разбросаны результаты измерений в ряду, чем сильнее отличаются друг от друга, тем менее точны измерения. Для оценки величины случайной погрешности измерения существует несколько способов. Иногда применяют среднюю арифметическую погрешность. Наиболее распространена оценка с помощью стандартной или средней квадратической погрешности (ее часто называют стандартом измерений). Средняя квадратическая погрешность характеризует условия измерений. Средней квадратической погрешностью называются

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{(m - x_1)^2 + (m - x_2)^2 + \ldots + (m - x_n)^2}{n - 1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{\Sigma (m - x_i)^2}{n - 1}}. \qquad (7.2)$$

Когда $n \to \infty$, то подверженная случайным колебаниям величина стремится к некоторому постоянному значению σ, которое можно назвать статистическим пределом $\sigma^*, \sigma = \lim_{n \to \infty} \sigma^*$.

Именно этот предел и называется средней квадратической погрешностью. Квадрат этой величины называется дисперсией измерений. В действительности, однако, всегда вычисляют не величину σ, а ее приближенное значение σ^*, которое тем ближе к σ, чем больше n. Так как никогда не бывает бесконечного ряда измерений, стандарт, среднее квадратическое отклонение остается неизвестным, приходится пользоваться его приближенным значением σ^*, которое, в свою очередь, определяется со средней квадратической погрешностью σ_{σ^*}, вычисленной по приближенной формуле

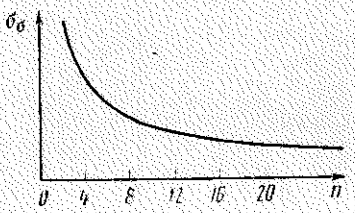


Рис. 7.2. Зависимость погрешности σ_σ среднеквадратического отклонения от числа n измерений исследуемого параметра

$$\sigma_{\sigma^*} = \sigma\sqrt{2(n-1)} \qquad (7.3)$$

или в относительном выражении $\sigma_{\sigma^*}/\sigma = 1/\sqrt{2(n-1)}$. С увеличением n кривая $\sigma_{\sigma^*} = \varphi(n)$ приближается к оси абсцисс, причем это приближение происходит довольно быстро на определенном интервале (примерно до $n=10$). Дальнейшее увеличение числа измерений уточняет значение средней квадратической погрешности незначительно. Таким образом, средняя квадратическая погрешность при некотором n приобретает устойчивое значение (рис. 7.2). Относительная величина w средней квадратической погрешности по сравнению со средней арифметической величиной m, выраженная в процентах, носит название коэффициента вариации

$$w = 100\sigma^*/m\%. \qquad (7.4)$$

Если истинное значение измеряемой величины обозначить через x, то погрешность измерения этой величины Δx, а среднее арифметическое значение по результатам измерения — m, β — вероятность того, что результат измерений отличается от истинного значения на величину, не большую, чем Δx, то можно записать так $P(-\Delta x < x - m < \Delta x) = \beta$ или $P(m - \Delta x < x < m + \Delta x) = \beta$. Вероятность β носит название доверительной вероятности, или коэффициента надежности. Интервал значений от $m+\Delta x$ до $m-\Delta x$ называется доверительным интервалом.

Как видно из сказанного, для характеристики величины случайной погрешности необходимо задать два числа, а именно, величину самой погрешности или доверительного интервала и величину доверительной вероятности. При обычных измерениях можно ограничиться доверительной вероятностью 0,90 или 0,95. Погрешность измерения Δx обычно сравнивают со стандартом, со средней квадратической погрешностью σ_m математического ожидания $\Delta x = t_\beta \sigma_m$, где t_β — коэффициент.

Средняя квадратическая погрешность математического ожидания по величине равна средней квадратической погрешности отдельного результата, деленной на корень квадратный из числа n измерений:

$$\sigma_m^* = \sigma^*/\sqrt{n}, \qquad (7.5)$$

так как $m = x_1/n + x_2/n + \ldots + x_n/n$, для равноточных измерений дисперсия суммы равна сумме дисперсий

$$(\sigma_m^*)^2 = h(\sigma^*)^2/n^2 = (\sigma^*)^2/n.$$

Следовательно, чтобы повысить точность в 2 раза, нужно число измерений увеличить в 4 раза и т. д.

При практической работе очень важно строго разграничить применение средней квадратической погрешности отдельного измерения и среднеквадратической погрешности среднего арифметического. Последняя применяется всегда, когда

Таблица 7.1. Коэффициент Стьюдента, $t_{\beta n}$

Число опытов n	Доверительная вероятность β			Число опытов n	Доверительная вероятность β			Число опытов n	Доверительная вероятность β		
	0,7	0,9	0,95		0,7	0,9	0,95		0,7	0,9	0,95
2	2,0	6,3	12,7	7	1,1	1,9	2,4	15	1,1	1,8	2,1
3	1,3	2,9	4,3	8	1,1	1,9	2,4	16	1,1	1,8	2,1
4	1,3	2,4	3,2	9	1,1	1,9	2,3	17—27	1,1	1,7	2,1
5	1,2	2,1	2,8	10	1,1	1,8	2,3	28—40	1,1	1,7	2,0
6	1,2	2,0	2,6	11—14	1,1	1,8	2,2	60—120	1,0	1,7	2,0

нужно оценить погрешность того числа, которое получили в результате всех произведенных измерений. Величиною погрешности σ^* характеризуют точность применяемого способа измерений.

Таким образом, если известна погрешность способа измерения и требуемая, желательная погрешность окончательного результата опытов, измерений, то следует выполнить столько измерений, во сколько раз дисперсия погрешности способа больше дисперсии требуемой. При выборе нужного числа измерений предполагают, что систематическая погрешность способа достаточно мала. Для характеристики величины случайной погрешности необходимо знать не только величину самой погрешности (или доверительного интервала), но и величину доверительной вероятности.

Определение доверительного интервала. Известно, что погрешность измерений имеют обычно нормальный закон распределения. Поэтому если математическое ожидание результата измерений m, то 68% всех значений лежат в интервале $m \pm \sigma_m$; в интервале $m \pm 2\sigma_m$ находится 95% измерений. Или в общем виде: β% измерений находится в интервале $m \pm t_\beta \sigma_m$. Этот же интервал можно обозначить общеизвестным и более понятным $m \pm \Delta m$, где $\Delta m = t_\beta \sigma_m$. Следовательно, определенному значению (точнее $t_\beta \sigma_m^*$) будет соответствовать свое значение β% (так, если выполнено очень большое число измерений при $\Delta m = \pm\sigma_m^*$ $\beta = 68$%, при $\Delta m = \pm 2\sigma_m^*$ $\beta = 95$% и т. п.). Применительно к нормальному закону распределения составлена таблица, в которой указаны t_β и соответствующие им β. С помощью таблицы, зная t_β, можно определить β или наоборот, приняв β, можно определить необходимые для этого значения t_β, а при известном σ_m соответственно и Δm. Все эти соотношения и таблицы справедливы при большом числе измерений. При малом n измерений нужна другая таблица, в которой величина t_β в зависимости не только от β, но и от n. Поясним это более подробно.

Пусть определена выборочная дисперсия для некоторого числа измерений и необходимо определить для заданного (или принятого) доверительного интервала $\pm\Delta m$ среднего значения соответствующую доверительную вероятность β. Если обозначить $\dfrac{\Delta m}{\sigma_m}$ через t_β, σ^* — среднюю квадратическую погрешность единичного измерения, то $t_{\beta_n} = \Delta m / \sigma_m^* = \Delta m \sqrt{n} / \sigma^*$. Откуда $\Delta m = t_m \sigma^* / \sqrt{n}$.

Среднюю квадратическую погрешность при малом числе измерений находят с малой точностью, а потому при одной и той же Δm но разном n, будет разным $t_{\beta n}$. Величины $t_{\beta n}$ носящие название коэффициентов Стьюдента, вычисляются по законам теории вероятностей для различных значений n и β (табл. 7.1).

Пользуясь этим соотношением и табл. 7.1, легко определить доверительный интервал при принятой доверительной вероятности и известном числе измерений. При достаточно большом числе измерений (практически для $n > 30$) можно считать σ вместо σ^* и t_β вместо $t_{\beta n}$.

Таблица 7.2. Необходимое число измерений для получения случайной погрешности с доверительной вероятностью β

$t'_{\beta n}=\frac{\Delta m}{\sigma^*}$	Доверительная вероятность β				
	0,5	0,7	0,9	0,95	0,99
1,0	2	3	5	8	11
0,5	3	6	13	18	31
0,4	4	8	19	27	46
0,3	6	13	32	46	78
0,2	13	29	70	100	170
0,1	47	110	270	390	700

Необходимое число измерений. Ранее было отмечено, что если известны погрешность единичного измерения и допустимая погрешность окончательного результата, то нужно выполнить столько измерений, во сколько дисперсия единичного измерения погрешности больше дисперсии допустимой. Так можно поступать, если систематическая погрешность способа достаточно мала. Если систематическая погрешность большая, то необходимое число измерений определяют несколько иначе.

Пусть систематическая погрешность измерений будет δ'. Известно, что уменьшать случайную погрешность целесообразно только до тех пор, пока общая погрешность измерений будет полностью определяться систематической погрешностью. Для этого необходимо, чтобы при принятой доверительной вероятности, доверительный интервал был бы существенно меньше величины систематической погрешности. Обычно нет необходимости определять общую погрешность с точностью, большей 10%, то есть $\Delta m = 0{,}1\delta'$. Практически вполне достаточно, чтобы $\Delta m \leqslant \delta'/3$ или даже $\Delta m \leqslant \delta'/2$.

При принятой доверительной вероятности оценку необходимого числа измерений производят с помощью табл. 7.2, в которой величина случайной погрешности (доверительного интервала) $\pm\Delta m$ дана в долях средней квадратической погрешности единичного измерения, то есть $\Delta m = t'_{\beta n}\sigma$,

где σ^* — среднеквадратическое отклонение единичного измерения; $t'_{\beta n}$ — коэффициент, аналогичный коэффициенту Стьюдента $t_{\beta n}$, но другой по величине: $t'_{\beta n} = t_{\beta n}/\sqrt{n}$, так как $\sigma^* = \sigma_m^* \sqrt{n}$.

Увеличением числа измерений можно устранить влияние случайной погрешности на результат только в том случае, если средняя квадратическая погрешность единичного измерения, опыта не более, чем в пять раз превосходит систематическую погрешность; при больших значениях σ^* для уменьшения погрешности результата необходимо радикально изменять методику измерений с тем, чтобы уменьшить величину случайной погрешности Δm, ее долю в общей погрешности единичного измерения.

Условия измерений наиболее рационально выбрать так, чтобы относительные погрешности каждого звена были приблизительно одинаковы. В противном случае точность результатов, а следовательно, и число измерений, обычно задается величиной, точность измерения которой наименьшая. Оценку необходимой точности следует делать в результате тщательного анализа условий измерения и факторов, влияющих на конечный результат. Анализ условий измерения и факторов, влияющих на погрешность конечного результата, и должен быть положен в основу разрабатываемой методики прогнозирования, в частности, методики измерения износа деталей, сопряжений.

Полученные экспериментальные данные подвергают статистическому анализу, проверяют на значимость с помощью различных критериев, определяют зависимость и ее параметры, соответствие зависимости полученным данным с помощью коэффициента корреляции и корреляционного отношения, оценивают погрешность параметров. При численном анализе результатов наблюдений, экспе-

риментального исследования проверяют однородность полученных данных, принадлежность их к одной совокупности, принятому виду распределения, устанавливают наличие зависимости между переменными величинами, форму этой зависимости (математическую модель) и величину ее параметров, оценивают точность полученных данных, в частности, погрешности величины параметров зависимости.

Таким образом, при анализе результатов наблюдений, экспериментального исследования необходимо: проверить однородность полученных данных, установить форму зависимости между переменными величинами, для чего определить величину и погрешность оценки параметров известной аналитической или экспериментальной зависимости, степень соответствия экспериментальных данных и аналитической зависимости, представить полученные данные графически в наиболее доходчивой форме. По результатам анализа полученных данных можно судить о необходимости большего числа измерений или возможности удовлетвориться имеющимися.

7.4. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДАННЫХ

Предварительные данные о соответствии экспериментальных данных принятой гипотезе получают по результатам их статистической обработки. С помощью критерия Пирсона проверяют правомерность принятой формы распределения, коэффициента корреляции — линейной зависимости и т. д.

Проверка значимости с помощью χ^2 критерия. С помощью статистического критерия χ^2 проверяют справедливость выдвинутой гипотезы соответствия распределения полученных данных принятому аналитическому, например, нормальному. Две группы данных, полученных в разных условиях, имеют одинаковую функцию распределения, принадлежат к одной совокупности.

Например, с помощью χ^2, критерия Пирсона, можно проверить согласованность статистического распределения, полученного по экспериментальным данным, и аналитического, после определения расчетом параметров распределения. Распределение χ^2, мера расхождения между аналитическим и статистическим распределениями, по Пирсону, практически не зависит от функции распределения и числа опытов, а зависит только от числа разрядов k. Для удобства вычислений, чтобы иметь дело с целыми числами, χ^2 определяют по формуле

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{k} \frac{(n_i - pn_i)^2}{np_i}, \qquad (7.6)$$

где n_i — число значений в i-м разряде; p_i — аналитическая вероятность в i-м разряде; $n = \sum_{1}^{k} n_i$ — общее число независимых опытов, экспериментов.

Распределение χ^2 зависит от числа степеней свободы распределения, от числа независимых групп наблюдений. Число степеней свободы равно числу разрядов k минус число независимых условий (связей), наложенных на частость распределения экспериментальных данных. Так, во всех случаях накладывается требование $\sum_{i=1}^{k} p_i = 1$.

Если же аналитическое распределение подбирают с таким условием, чтобы совпадали аналитические и статистические средние значения, то должно быть $\sum_{i=1}^{k} x_i p_i^* = m^*$. Если же требуется, чтобы совпали аналитическая и статистическая дисперсии, то должно быть $\sum_{i=1}^{k} (x_i - m^*)^2 p_i = D^*$.

Если число наложенных связей s (в данном случае перечислено три вида связи), то число степеней свободы $f = k - s$.

При определении параметров нормального распределения исходят из условий, чтобы $m = m^*$; $D = D^*$.

Для распределения χ^2 составлены специальные таблицы, по которым для каждого значения χ^2 и числа степеней свободы f можно найти вероятность p расхождения за счет чисто случайных причин.

При большом p вероятность расхождения между статистическим и аналитическим распределениями случайные, вероятность их p. Если же вероятность p очень мала, то это означает, что вероятность случайности в расхождении между статистическим и аналитическим распределениями очень мала, они органически несовместимы; эти расхождения не случайны. При малой вероятности p гипотезу отвергают, как неправдоподобную; а если вероятность p относительно большая, то гипотезу можно признать не противоречащей опытным данным. Это вовсе не означает, что гипотеза справедлива. Нельзя дать рецепта и по величине вероятности p, при которой гипотезу можно решительно отвергнуть.

При пользовании критерием χ^2 число наблюдений n_i в отдельных разрядах рекомендуется иметь не менее 5. При меньшей величине лучше объединить разряды.

Пример. Проверить согласованность аналитического и статистического распределений данных по износу шин при $m = 0{,}772$ мм и $\sigma^* = 0{,}373$ мм, распределение шин по износу приведено в первых двух колонках табл. 7.3.

Р е ш е н и е. Вероятность попадания на участок от 0 до x_i определяют по формуле

$$\Phi(t) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{x^2}{2}} x d,$$

где $t_i = \frac{x_i - m^*}{\sigma^*}$; $i = 1$ при x, равном нижнему значению, $i = 2$ при верхнем значении интервала. Величину $\Phi(t)$ принимают по таблице. Результаты расчета приведены в табл. 7.3.

По формуле (7.6) определяют критерий согласия Пирсона χ^2.

С помощью таблицы по данному значению χ^2 и при известном числе степеней свободы находят вероятность того, что значение не меньше найденного. Если вероятность 0,1 и выше, то экспериментальные данные и данные, основанные на предложенной гипотезе, принадлежат одной совокупности.

На основе приведенных в таблице данных определяют $\chi^2 = 3{,}459$. При числе степеней свободы $f = 7 - 3 = 4$ $p(\chi^2) = 0{,}40$; эта вероятность большая, поэтому гипотезу о нормальном распределении величины можно считать правдоподобной.

Таблица 7.3. Анализ согласованности аналитического и статистического распределений величин износа шин

Интервал величин износа, мм	Число шин n_i	$t_1=\frac{x_1-m}{\sigma}$	$t_2=\frac{x_2-m}{\sigma}$	$\Phi(t_1)$	$\Phi(t_2)$	$p(x_1\leqslant x\leqslant x_2)=p_i=\left[\frac{\Phi(t_2)-\Phi(t_1)}{2}\right]$	np_i	n_i-np_i	$(n_i-np_i)^2$	$\frac{(n_i-np_i)^2}{np_i}$
0÷0,2	3	—2,07	—1,53	—0,9616	—0,8740	0,044	2	1	1	0,500
0,2÷0,4	6	—1,53	—1 00	—0,8740	—0,6827	0,096	5	1	1	0,200
0,4÷0,6	9	—1,00	—0,461	—0,6827	—0,3545	0,1641	8	1	1	0,125
0,6÷0,8	9	—0,461	—0,28	—0,3545	0,2205	0,2875	14	—5	25	1,786
0,8÷1,0	8	0,28	0,61	0,2205	0,4561	0,1188	6	2	4	0,667
1,0÷1,2	8	0,61	1,15	0,4581	0,4799	0,1459	7	1	1	0,143
1,2÷1,8	7	1,15	2,76	0,7499	0,9942	0,122	6	1	1	0,167
										3,459

С помощью критерия χ^2 можно проверить принадлежность к одной совокупности двух и более групп событий. Например, две группы автомобилей предприятия работают в разных условиях. После некоторого пробега пришлось ремонтировать n_1 автомобилей первой группы и n_2 — второй; число автомобилей в ремонте постоянно и равно $(n_1+n_2)/2$. Нужно проверить, одинаковое ли число автомобилей каждой группы, работающих в разных условиях, находится в ремонте, т. е. будет ли $n_1=n_2=(n_1+n_2)/2$.

Так как здесь мы можем выбрать только одно число, то имеем только одну степень свободы. Величину χ^2 определяют по формуле

$$\chi^2=\sum_{i=1}^{2}\frac{(n_i-m)^2}{m},$$

где n_i — наблюдаемое число событий (n_1 или n_2); m — математическое ожидание числа этих событий по выдвинутой нами гипотезе.

Для данного примера n_i равно или n_1, или n_2; $m=(n_1+n_2)/2$. Считают, что при 5%-ном уровне значимости (вероятность $p=0{,}05$) могут возникать сомнения, а при 7%-ном — результат ближе к достоверности, так если $n_1=5$, $n_2=9$, то $m=7$.

$$\chi^2=\frac{(5-9)^2}{7}+\frac{(9-7)^2}{7}=\frac{8}{7}\approx 1{,}14.$$

По таблице при $f=1$ $\chi^2=1{,}14$ вероятность p выше 0,2, гипотезу не отвергают, различие n_1 и n_2 можно считать случайным и влияние различия в условиях не существенно. Если при других значениях n_1 и n_2 (соответственно χ^2) вероятность p уменьшается почти до 5%, справедливость выдвинутой гипотезы сомнительна. Значение χ^2 определяют при n_1 или $n_2\geqslant 5$.

Проверка значимости с помощью критерия Стьюдента. Из других статистических способов проверки значимости используют кри-

терий Стьюдента. Наиболее часто этот критерий используют для проверки гипотезы о принадлежности к одной совокупности средних двух выборок. Этот способ используют, когда события не являются дискретными. Например, у первого автомобиля средний износ шеек 0,12 мм, а у второго 0,13 мм. Нужно определить, имеется ли различие между двумя средними. Критерий определяют по формуле

$$t = \frac{m_1 + m_2}{\sigma^* \sqrt{1/n_1 + 1/n_2}},$$

так как

$$\sigma_m^2 = \sigma_1^2/n_1 + \sigma_2^2/n_2,$$

где m_1, m_2 — средний износ шеек соответственно первого и второго автомобиля; n_1, n_2 — число шеек, измеренных соответственно у первого и второго автомобиля; σ^* — среднее квадратическое отклонение износа шеек по обоим автомобилям вместе; (n_1+n_2-2) — число степеней свободы для выдвинутой гипотезы.

При известных числе степеней свободы и величине критерия t по табл. 7.1 находят вероятность появления этого или большего значения критерия t, если эти средние значения относятся к одной и той же совокупности. Как и раньше, при вероятности 0,01 эти две выборки относятся к различным совокупностям, а при 0,001 и меньше — почти полная гарантия ошибочности сформулированной гипотезы.

Пример. По результатам измерения износ шин (пробег 1.18 тыс. км) одной группы, мм:

0,4; 0,7; 0,5; 0,1; 0,4; 0,6; 0,3; 0,4;

второй группы при таком же пробеге шин, мм:

0,7; 0,4; 0,6; 0,5; 0,5; 0,3; 0,2; 0,2; 0,2.

Для проверки гипотезы о принадлежности к одной совокупности средних двух выборок воспользуемся критерием Стьюдента

$$t_{\beta n} = \frac{m_1 + m_2}{\sigma \sqrt{1/n_1 + 1/n_2}},$$

где m_1, m_2 — средний износ шин соответственно первой и второй групп; n_1, n_2 — число шин соответственно первой и второй групп; σ — среднее квадратическое отклонение износа шин по обеим группам вместе:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum \Delta x_1^2 + \sum \Delta x_2^2}{n_1 + n_2 - 2}}, \quad \Delta x_1^2 = (x_i - m_1)^2, \quad \Delta x_2^2 = (x_j - m_2)^2;$$

где (n_1+n_2-2) — число степеней свободы для выдвинутой гипотезы.

$m_1 = 10^{-1}(4+7+5+1+4+6+3+4) : 8 = 34 \cdot 10^{-1} : 8 = 0{,}425$ мм;

$m_2 = 10^{-1}(7+4+6+5+5+3+2+2+2) : 9 = 36 \cdot 10^{-1} : 9 = 0{,}400$ мм;

$\Delta x_1^2 = 10^{-2}[0{,}25^2 + 2{,}75^2 + 0{,}75^2 + (-3{,}25)^2 + 1{,}75^2 + (-1{,}25)^2] = 0{,}235$;

$\Delta x_2^2 = 10^{-2}[3^2 + 0^2 + 2^2 + 1^2 + 1^2 + (-1)^2 + (-2)^2 + (-2)^2 + (-2)^2] = 28{,}00 \cdot 10^{-2}$;

$\sigma = 10^{-1}\sqrt{(22{,}89+28) : (8+9-2)} = 10^{-1}\sqrt{50{,}89 : 15} = 10^{-1}\sqrt{3{,}4} = 0{,}185$ мм.

Критерий Стьюдента

$t_{\beta n} = (0{,}425+0{,}400) : 0{,}185\sqrt{1/8+1/9} = 0{,}825 : 0{,}185\sqrt{0{,}236}$;

$t_{\beta n} = 0{,}825 : 0{,}185 \cdot 10^{-1} \cdot 4{,}85 = 0{,}825 : 0{,}09 = 9{,}166$.

При $t_{\beta n} = 9{,}2$ и числе степеней свободы $f = 15$ по данным таблицы 7.1 с вероятностью более 0,95 можно утверждать, что оба средних значения принадлежат одной совокупности. Такой вывод можно было ожидать, так как данные взяты из одной совокупности.

Наличие зависимости между двумя переменными проверяют по величине коэффициента корреляции, с помощью регрессионного анализа, используя F — распределение и другие математические приемы. Соответствие (адекватность) принятого уравнения экспериментальным данным проверяют по критерию Фишера.

Нужно отметить, что статистический анализ является начальной стадией анализа, после которой выдвинутую гипотезу проверяют более тщательно или отвергают.

7.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ И ЕЕ ПАРАМЕТРОВ

Для практического использования известных или полученных зависимостей необходимо определить численные величины параметров. Наиболее просто определить параметры плотности распределения случайной величины, коэффициенты корреляции и корреляционного отношения, более сложно — по способу наименьших квадратов (линейной зависимости, а тем более параболической; остальные зависимости сводят к одной из перечисленных математическими преобразованиями).

Определение параметров распределения. На практике порой приходится иметь дело со статистическими данными 20—30 наблюдений, вид закона распределения которых заранее известен. Для такого распределения нужно хотя бы ориентировочно найти основные числовые характеристики случайной величины: математическое ожидание и дисперсию. Значение параметра, вычисленное на основе ограниченного числа опытов, всегда содержит элемент случайности. Определенное таким образом значение параметра называют оценкой параметра. Оценку следует выбирать так, чтобы погрешности были по возможности минимальными. Минимальную погрешность будет иметь оценки a^*, которые при увеличении числа опытов приближаются (сходятся по вероятности) к параметру a (оценка должна быть состоятельной), при использовании a^* вместо параметра a не дают систематической погрешности в сторону завышения или занижения, т. е. выполняется условие $M[a^*] = a$ (так называемая несмещенная оценка), по сравнению с другими оценками обладают наименьшей дисперсией $Д[a^*] = \min$. Последним свойством обладают эффективные оценки. Итак, состоятельная, несмещенная и эффективная оценка имеет минимальную погрешность. На практике этого не всегда удается добиться и потому приходится допускать отклонения.

При обработке ограниченного по объему статистического материала при заданных значениях $x_1, x_2, \ldots, x_i$, которые приняла в независимых опытах случайная величина X с неизвестным математическим ожиданием m и дисперсией $Д$, для определения этих

параметров следует пользоваться приближенными значениями (оценками). Среднее квадратическое отклонение единичного измерения

$$\sigma^* = \sqrt{Д^*}, \qquad (7.7)$$

а среднего значения $\sigma_m^* = \sigma^*/\sqrt{n}$, где n — число измерений.

О точности надежности оценок m^* и $Д^*$ в математической статистике судят по величине доверительного интервала при заданной доверительной вероятности. Приняв доверительный уровень $\beta = 0{,}9$ или 0,95 для заданного числа измерений, определяют коэффициент Стьюдента $t_{\beta n}$, а с его помощью и величину погрешности $\Delta m = t_{\beta n}\sigma_m$.

Значения средней величины и среднего квадратического отклонения в конечном виде имеют вид $m \pm \Delta m = m \pm t_{\beta n}\sigma_m$; $\sigma \pm \Delta\sigma = \sigma \pm \pm t_{\beta n}\sigma_\sigma$.

Определение коэффициента корреляции и корреляционного отношения. Степень соответствия полученных данных прямолинейной зависимости (тесноту связи) оценивают с помощью коэффициента корреляции

$$r = \frac{K_{xy}^*}{\sigma_x^* \sigma_y^*}, \qquad (7.8)$$

где K^*_{xy} — статистический корреляционный момент; σ_x^*, σ_y^* — статистические средние квадратические отклонения величин x и y.

Принято считать, что теснота связи при величине коэффициента корреляции 0,3 и меньше — слабая, при 0,3÷0,5 — умеренная, 0,7 и больше — высокая.

Когда кривые регрессии, корреляции значительно отличаются от прямолинейной, за меру тесноты связи по данным выборки используют корреляционное отношение

$$\eta = \sqrt{m_\delta^2/\sigma^2},$$

где m_δ^2 — межгрупповая дисперсия; σ^2 — общая дисперсия.

В соответствии с тем, что общая дисперсия равна сумме межгрупповой дисперсии m_δ^2 и средней из дисперсий групп m_σ^2, среднюю из дисперсий i групп определяют по формуле

$$m_\sigma^2 = \frac{\sum \sigma_i^2 n_i}{\sum n_i},$$

где σ_i^2 — дисперсия группы.

Для статистических данных, например, по износу

$$\sigma_i^2 = \frac{\sum (\Delta S_к - m_i)^2 n_к}{\sum n_к} = \frac{\sum (\Delta S_к - m_i)^2 n_к}{n_i},$$

где $\Delta S_к$ — величина износа при данном пробеге или интервале пробега; m_i — средняя величина износа при данном интервале пробега; n_k — число сопряжений, деталей с данной величиной износа (ΔS_1, ΔS_2, ..., $\Delta S_к$) при данном интервале пробега; n_i — число сопряжений, деталей с данной величиной интервала пробега, $n_i = \Sigma n_к$.

Величину межгрупповой дисперсии определяют при известных величинах среднего износа m_i по каждому интервалу пробега (группе) и по всем i группам m:

$$m_\delta^2 = \frac{\sum (m_i - m)^2 n_i}{\sum n_i},$$

где $m = \dfrac{\Sigma m_i\, n_i}{\Sigma n_i}$ — средний износ по всем i интервалам пробега.

Межгрупповая дисперсия m_δ^2 характеризует рассеивание, возникающее за счет факториального признака, в нашем случае — пробега автомобиля.

Кроме межгрупповой дисперсии, можно вычислить и дисперсию, как показатель рассеивания за счет остальных факторов (если так называть все факторы, кроме пробега). Эту дисперсию определяют как среднюю из показателей рассеивания (дисперсий) по группам пробегов (интервалам пробегов):

$$m_\sigma^2 = \frac{\sigma_1^2 n_1 + \sigma_2^2 n_2 + \ldots + \sigma_i^2 n_i}{\sum n_i} = \frac{\sum \sigma_i^2 n_i}{\sum n_i},$$

Приведенную методику легче понять на конкретном примере. Например, если с пробегом $l = 10 \div 20$ тыс. км было снято 10 двигателей, из них 4 двигателя имели износ цилиндров от 0 до 0,10 мм (в среднем 0,05 мм), а шесть двигателей — износ в пределах 0,10÷0,20 мм (в среднем 0,15 мм), то

$$m_i = \frac{\sum \Delta S_к n_к}{\sum n_к} = \frac{0{,}05 \cdot 4 + 0{,}15 \cdot 6}{10} = 0{,}11 \text{ мм},$$

где $\Delta S_к$ — величина износа при данном i-м интервале пробега.

С учетом всего приведенного определяют величину корреляционного отношения.

Пример. Определить корреляционное отношение зависимости износа цилиндров двигателя от пробега (табл. 7.4).

По результатам подсчета получаем $m_S = 0{,}3295$ мм; $m_\sigma^2 = 0{,}005677$; $m_\delta^2 = 0{,}02529$. Корреляционное отношение $\eta = \sqrt{0{,}02529/0{,}031206} = 0{,}81$.

Оценку коэффициента корреляции с точки зрения точности и значимости определяют по средней погрешности коэффициента корреляции

$$s_r = (1 - r^2)/\sqrt{n-1} \text{ при } n > 100. \qquad (7.9)$$

Таблица 7.4. Корреляционная зависимость износа цилиндров от пробега автомобиля

Средний пробег, тыс. км	Износ, мм							Число двигателей n_i	Средний износ m_{S_m}, мм	$n_i \cdot m_{S_m}$	$\sigma_i^2 \cdot 10^3$	$\sigma_i^2 n_i \cdot 10^3$	$m_{S_m} - m_{S_s}$	$(m_{S_m} - m_{S_s})^2$	$(m_{S_m} - m_{S_s})^2 n_i$
	0,05	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65								
5	3							3	0,05	0,15	0	0	0,28	0,0780	0,231
15	4	6						10	0,11	1,10	0,268	2,68	0,22	0,0480	0,480
25	1	8	2					11	0,16	1,76	0,291	3,20	0,17	0,0289	0,318
35		12	7	1				20	0,20	4,00	0,369	4,38	0,13	0,0169	0,338
45		4	3	2				9	0,22	1,98	0,576	5,19	0,11	0,0121	0,109
55		1	4	2	2			9	0,31	2,79	1,000	9,00	0,02	0,0004	0,0036
65			2	6	2			10	0,35	3,50	0,444	4,44	0,02	0,0004	0,0040
75			2	5	2	2		11	0,39	4,29	1,008	11,10	0,06	0,0036	0,0396
85				2	3	3		8	0,46	3,68	0,870	6,95	0,13	0,0169	0,135
95				1	2	2		5	0,47	2,35	0,700	3,50	0,14	0,0196	0,098
105					2	2		4	0,50	2,00	0,333	1,33	0,17	0,0289	0,117
115					1	1	1	3	0,55	1,65	1,000	3,00	0,22	0,0482	0,144
125						1	1	2	0,60	1,20	0,500	1,00	0,27	0,0730	0,1460
135						1	1	2	0,60	1,20	0,500	1,00	0,27	0,0730	0,1460
145							1	1	0,65	0,65	—	—	0,32	0,110	0,110
155							1	1	0,65	0,65	—	—	0,32	0,110	0,110
Итого	—	—	—	—	—	—		100	—	32,95	—	56,77	—	—	2,5292

Если коэффициент корреляции в 3 и более раз превосходит свою погрешность, то между рассматриваемыми признаками существует корреляционная зависимость.

Для малого числа наблюдений ($n<100$) точность вычисления и доверительные границы коэффициента корреляции оценивают с помощью специальной таблицы Фишера. Полученный при вычислении коэффициент корреляции сравнивают с табличным значением коэффициента, выбранного в зависимости от числа степеней свободы ($f=n-2$) и уровня значимости p. Если окажется, что найденное значение коэффициента корреляции больше табличного, то тесноту связи (достоверность) принятой линейной зависимости между исследуемыми признаками можно считать достаточной. Если же полученный коэффициент корреляции меньше табличного, то это свидетельствует об отсутствии связи между изучаемыми признаками при данном числе наблюдений ($n=f+2$) даже при $r \geqslant 0{,}6$. Например, если при $f=25$ и $p=0{,}01$ табличное значение корреляции $r=0{,}487$, а вычисленное 0,538, то это свидетельствует о достаточно тесной связи между исследуемыми признаками при данном числе наблюдений.

Определение параметров зависимости по способу наименьших квадратов. Обычно экспериментальные точки на графике имеют случайные отклонения от видимой общей закономерности. Эти от-

клонения связаны с неизбежными при всяком опыте погрешностями. Желательно обработать экспериментальные данные так, чтобы по возможности точно отразить общую тенденцию зависимости y от x. Общепринятым при решении подобных задач является так называемый способ наименьших квадратов, при котором требование наилучшего согласования кривой и экспериментальных точек сводится к тому, чтобы сумма квадратов отклонения экспериментальных точек от сглаживающей кривой обращалась в минимум. По сравнению с другими определениями параметров способ наименьших квадратов приводит к сравнительно простому математическому способу определения параметров, имеет довольно веское теоретическое обоснование с вероятностной точки зрения (при нормальном законе распределения погрешностей измерения, требованию максимальной вероятности данной совокупности погрешностей удовлетворяет величина среднего значения).

Наиболее просто можно определить параметры линейной и параболической зависимостей.

Определение параметров линейной зависимости. Если известно, что зависимость линейная,

$$y = a + bx, \tag{7.10}$$

а по результатам эксперимента получена совокупность значений x_i, y_i $(i=1, 2, 3, \ldots, n)$, в соответствии со способом наименьших квадратов параметры a и b должны быть подобраны так, чтобы выполнялось условие $\sum_{i=1}^{n} [y_i - (bx_i + a)]^2 = \min$. Чтобы найти значение a и b, при которых левая часть этого выражения будет минимальная, продифференцируем функцию по a и b и приравняем производные к нулю

$$\frac{\partial \varphi}{\partial a} = -2 \sum_{i=1}^{n} [y_i - (bx_i + a)] = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^{n} [y_i - (bx_i + a)]\, x_i = 0,$$

где $\frac{\partial \varphi}{\partial a}$ — значения частной производной функции по параметру a в точке x_i; $\frac{\partial \varphi}{\partial b}$ — то же, по параметру b.

При решении этих уравнений получают более удобную форму записи

$$b = K^*_{xy}/D^*_x, \tag{7.11}$$

$$a = m^*_y - bm^*_x, \tag{7.12}$$

где

$$K^*_{xy} = \frac{\sum_i^n (x_i - m_2^*)(y - m_y^*)}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i y_i - m_x^* m_y^*;$$

$$D_x^* = \frac{\sum_1^n (x_i - m_x^*)^2}{n-1} = \frac{n}{n-1}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i^2 - m_x^2\right);$$

$$m_x^* = \frac{1}{n}\sum_{1=1}^{n} x_i;\ m_y^* = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i.$$

Все расчеты при определении параметров рекомендуется сводить в таблицу (см. форму 1).

Средние значения m_x^* и m_y^* получают суммированием по вертикалям соответственно 1 и 2 с последующим делением каждой суммы на число измерений. Аналогично получают смешанный момент K^*_{xy}, суммируя по вертикали 7 дисперсию $Д_x^*$ и $Д_y^*$ делением суммы соответственно по вертикали 4 и 6 на число измерений без одного. Данные графы 8 получают после определения параметров.

По приведенной методике определяют параметры линейной зависимости, например, интенсивность изнашивания от износа типа (4.8).

При такой методике определения параметров допускают две погрешности. Во-первых, при вычислении α погрешность будет значительной, так как $\alpha = \frac{dS}{dt}$, а при наличии статистических данных, $\alpha_i = \frac{S_i}{t_i}$, интенсивность изнашивания определяют делением величины износа за весь срок службы на пробег за это время. Причина такой погрешности хорошо видна на рис. 7.3. Так, при одинаковых износе и пробеге в точке пересечения кривых износа цилиндров и динамически нагруженных сопряжений арифметически полученные величины интенсивности одинаковы, хотя фактически интенсивность изнашивания (тангенс угла наклона касательной к кривой) динамически нагруженных сопряжений в несколько раз больше, чем у цилиндров.

Форма 1. **Определение параметров линейной зависимости**

Исходные данные							
x_i	y_i	$(x_i - m^*_x)$	$(x_i - m^*_x)^2$	$(y_i - m^*_y)$	$(y_i - m^*_y)^2$	$(x_i - m^*_x) \times (y_i - m^*_y)$	Аналитическое y
1	2	3	4	5	6	7	8

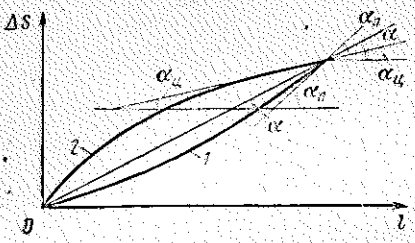


Рис. 7.3. Определение величины интенсивности изнашивания α по тангенсу угла наклона прямой, проведенной из начала координат, касательных к кривой износа динамически нагруженных *1* и саморазгружающихся сопряжений *2*: $\alpha_д$, $\alpha_н$ — интенсивность изнашивания соответственно динамически нагруженных и саморазгружающихся сопряжений

Скорость изнашивания *1* (рис. 7.4) деталей двигателя в зависимости от износа деталей, полученная с учетом всего времени работы и соответствующего износа деталей, в несколько раз больше скорости изнашивания *2* за короткий отрезок времени. Поэтому параметры α_0 и l оказываются неточными, если интенсивность (скорость) изнашивания детали определена делением общего износа S поверхности на весь пробег автомобиля l (время работы).

Во-вторых, с учетом износа S_0 за время приработки формула получается сложной, определить ее параметры с помощью способа наименьших квадратов нельзя. Необходимо форму записи зависимости свести к линейной, параметры которой можно определить довольно просто. Например, у динамически нагруженных сопряжений фактический зазор или износ с начала эксплуатации с учетом износа за время приработки можно описать линейным выражением типа $y=a'+b'l$, где $a'=\lg S_0$, $b'=b\lg e$.

Методика определения параметров линейной зависимости с помощью способа наименьших квадратов хорошо известна и довольно проста; в частности, координаты одной из точек, через которую пройдет кривая, будет $m_{\lg S}$ и m_l, средние значения $\lg S$ и пробега l. Тогда $\lg S_0=m_{\lg S}-m_l b\lg e$. Если же зависимость нельзя представить линейной закономерностью, то желательно ее выразить

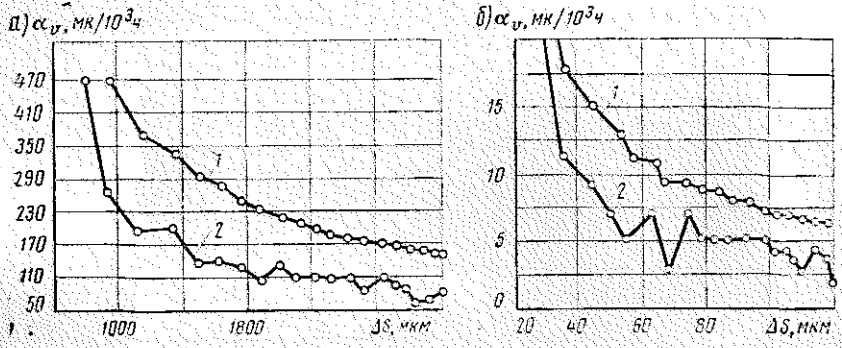


Рис. 7.4. Изменение скорости изнашивания α_v в зависимости от износа ΔS гильзы цилиндров *а*, шатунных шеек *б* двигателя:
1 — с учетом всего времени работы; *2* — за единицу времени работы (за 1 тыс. ч)

параболической, параметры которой определяют также способом наименьших квадратов.

Определение параметров параболической зависимости. Параметры α_0, b и S_0 закономерности износа сопряжения цилиндр — поршневое кольцо в зависимости от пробега трудно определить по исходным данным износа и соответствующего пробега:

$$S = \Delta S + S_0 \text{ или}$$

$$S = S_0 + \frac{\alpha_0}{b}\left(1 + e^{-bl}\right),$$

где S_0 — дополнительный износ за время приработки.

Необходимо эту закономерность переписать так, чтобы неизвестный параметр b не был в показателе степени. С этой целью функции разложим в ряд Маклорена, в соответствии с которым

$$f(x) = f(0) + \frac{x}{1!} f'(0) + \frac{x^2}{2!} f''(0) + \ldots$$

Применительно к функции e^t

$$e^t = 1 + \frac{t}{1!} + \frac{t^2}{2!} + \ldots$$

Для рассматриваемого случая

$$e^{-bl} = 1 + \frac{(-bl)}{1!} + \frac{(-bl)^2}{2!} + \ldots$$

Тогда $S = \alpha_0 l - \frac{\alpha_0 b l^2}{2!} + S_0$.

Получается уравнение параболы второго порядка, параметры которой α_0, $\frac{\alpha_0 b}{2}$ и S_0, можно определить с помощью способа наименьших квадратов; для этой цели в удобном для расчета виде записывают систему уравнений

$$S_0 \sum l^2 + \alpha_0 \sum l^3 - a \sum l^4 = \sum l^2 S;$$

$$S_0 \sum l + \alpha_0 \sum l^2 - a \sum l^3 = \sum lS;$$

$$S_0 n + \alpha_0 \sum l - a \sum l^2 = \sum S,$$

где $a = \frac{\alpha_0 b}{2}$.

При малых значениях b износ для любого типа сопряжения после окончания приработки $\Delta S = \alpha_0 l$, а фактический износ с учетом приработки

$$S = S_0 + \alpha_0 l, \qquad (7.13)$$

где S_0 — износ за время приработки.

В представленном виде кривая износа сведена к кривой износа в период нормальной эксплуатации, а следовательно, без аварийного износа, который является следствием аварийного режима работы, изменения условий трения, а не величины износа. Нет в этой кривой и периода приработки; влияние приработки сведено к расчету приведенного к началу координат повышенного износа за время приработки. Зависимости, наиболее соответствующие экспериментальным данным, выбирают из совокупности зависимостей по величине суммы квадратов разницы между экспериментальными данными и аналитически полученными. При наилучшем соответствии экспериментальным данным эта сумма меньше, чем у других видов зависимостей.

Определение погрешности параметров зависимости. При исследовании закономерности необходимо прежде всего определить параметры, их погрешность. Методика определения погрешности параметров распределения является наиболее простой.

Основными начальными параметрами, которые дают первую характеристику распределения, являются математическое ожидание и дисперсия (полученная по общепринятой формуле дисперсия как средняя арифметическая суммы квадратов разницы среднего арифметического и каждой случайной величины характеризует рассеивание этой случайной величины, каждого результата эксперимента.

Средняя арифметическая величина является случайной, при увеличении числа экспериментов ее величина сходится по вероятности к математическому ожиданию, которое является величиной постоянной, то есть дисперсия математического ожидания равна нулю. Таким образом, средняя арифметическая величина является случайной и ее колебание характеризуется дисперсией.

Дисперсия среднего арифметического случайной величины гораздо меньше дисперсии самой случайной величины. В свою очередь дисперсия случайной величины тоже является случайной величиной. Поэтому правильнее записать не просто m^* и σ^*, а $m^* \pm \Delta m^*$, $\sigma^* \pm \Delta\sigma^*$, где Δm^* и $\Delta\sigma^*$ — погрешность определения m^* и σ^*.

Погрешности случайной величины обычно измеряют в долях от среднего квадратического отклонения. Так, если σ_m^* — среднее квадратическое отклонение среднего арифметического, то вместо Δm^* записывают $t_\beta \sigma_m^*$, где $t_\beta = \Delta m^*/\sigma_m^*$; или вместо $\Delta\sigma_i^*$ пишут $t_\beta \sigma_{\sigma_i}^*$, в данном случае $t_\beta = \Delta\sigma_i^*/\sigma_{\sigma_i}^*$. И тогда $m^* \pm \Delta m^* = m^* \pm t_\beta \sigma_m^*$; $\sigma_i^* \pm \Delta\sigma_i^* = \sigma_i^* \pm t_\beta \sigma_{\sigma_i}^*$.

Аргументом t_β характеризуют соотношение Δm^* и σ_m^*, $\Delta\sigma_i$ и $\sigma_{\sigma_i}^*$ при очень большом числе опытов; при ограниченном числе экспериментов вместо t_β используют $t_{\beta n}$ — коэффициент Стьюдента, величину которого определяют по таблице в зависимости от числа экспериментов n и величины доверительной вероятности β. Аргумент t_β также определяют по таблице, но он зависит только от

величины доверительной вероятности. Смысл аргумента t_β поясним на примере нормального распределения.

Параметрами нормального распределения случайной величины является среднее значение и среднее квадратическое отклонение. Практически достаточно точно интервал рассеивания случайной величины может быть принят равным 6σ, т. е. все значения случайной величины будут больше $m-3\sigma$ и меньше $m+3\sigma$ (теоретически только 0,27% значений случайной величины будут за пределами этого интервала). В интервал $m\pm2\sigma$ попадает только 0,95 случайной величины, а в интервал $m\pm\sigma$ — только 0,68.

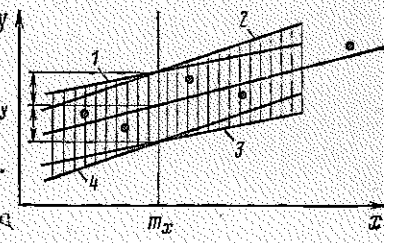


Рис. 7.5. Границы доверительной области линейной зависимости

Таким образом, при доверительной вероятности 0,68 $t=1$. При 0,95 $t=2$, а при 1,00 $t=3$. Это при очень большом n. При малом n и доверительной вероятности $\beta=0{,}95$, при числе экспериментов $n=5$ вместо t_β определяют $t_{\beta n}$ оно равно 2,8 (см. табл. 7.1) $\beta=0{,}95$; $t=2{,}8$; при этом же $\beta=0{,}95$, но $n=15$, $t=2{,}1$. Поэтому и ошибки $\Delta x=2{,}86\sigma^*$ при при $n=5$ и $\Delta x=2{,}1\ \sigma^*$ при $n=15$.

Таким образом, определяют погрешность случайных величин m^* и σ^* параметров нормального распределения. И поэтому

$$m^*\pm\Delta m^*=m^*\pm t_{\beta n}\sigma^*_m;\ \sigma^*\pm\Delta\sigma^*=\sigma^*\pm t_{\beta n}\sigma^*_{\sigma_i}.$$

Определение погрешности параметров линейной зависимости типа (7.10) несколько сложнее; в этом зависимости участвуют две случайные величины: среднее m_y^* (заменяющее a) и коэффициент b. Дисперсия среднего в n раз меньше средневзвешенной дисперсии по всем отдельным экспериментам; более трудно оценить коэффициент b, который имеет весьма сложную зависимость от элементов выборки. Распределение коэффициента b и некоторых связанных с ним величин изучали многие, но наиболее приемлемым считается результат, полученный Бартлером. Он доказал, что

$$t_{\beta n}=\frac{b-b_0}{\sigma_y^*\sqrt{1-r}}\,\sigma_x^*\sqrt{n-2}, \qquad (7.14$$

где σ_x^*, σ_y^* — среднее квадратическое отклонения x и y; r — коэффициент корреляции; b_0 — истинный коэффициент, имеет распределение Стьюдента с $f=n-2$ степенями свободы.

Используя t-распределение, можно найти доверительные пределы для коэффициента b_0, так как все остальные величины σ_x^*, σ_y^*, r, b определяют непосредственно по выборке. При доверительной вероятности $(1-p)$ справедливо неравенство

$$b-t_{1-p/2}\frac{\sigma_y^*\sqrt{1-r}}{\sigma_x^*\sqrt{n-2}}\le b_0\le b+t_{1-p/2}\frac{\sigma_y^*}{\sigma_x^*}\sqrt{\frac{1-r}{n-2}}.$$

Таблица 7.5. Определение параметров линейной зависимости

S_i	α_i	$S-m_S$	$(S_i-m_S)^2$	α_i-m_α	$(\alpha_i-m_\alpha)^2$	$(S_i-m_\alpha)\times$ $\times(\alpha_i-m_\alpha)$	α
10	3,30	—70	4900	—3,4	11,6	238	4,336
60	5,5	—20	400	—1,2	1,44	24	6,02
170	11,3	90	8100	4,6	20,26	414	9,72
240	20,1		13400		33,90	676	

После того, как найдены доверительные пределы для среднего m_y и коэффициента b, можно построить доверительную область, в которой с вероятностью $(1-p)$ лежит истинная линия зависимости. Для построения доверительной области необходимо провести прямые через каждую из точек с координатами m_x^*, $m_y^*+\Delta y$ и m_x^*, $m_y^*-\Delta y$; прямые с угловыми коэффициентами

$$b+t_{1-p/2}\frac{\sigma_y^*\sqrt{1-r}}{\sigma_x^*\sqrt{n-2}},\quad b-t_{1-p/2}\frac{\sigma_y^*\sqrt{1-r}}{\sigma_x^*\sqrt{n-2}}.$$

Максимальная область, ограниченная этими прямыми, и представляет собой доверительную область (рис. 7.5).

Итак, для определения доверительной области нужно обычным способом определить Δy и b. Так как

$$\Delta b=t_{1-p/2}\frac{\sigma_y^*\sqrt{1-r}}{\sigma_x^*\sqrt{n-2}},$$

то нужно определить коэффициент Стьюдента при заданном числе экспериментов и принятой доверительной вероятности $(1-p)$.

Выборочный коэффициент b, σ_x^*, σ_y^*, r определяют предварительно по известным формулам.

Таким образом, для всех измерений или результатов нужно указать не только среднее значение, но и доверительный интервал при заданной или принятой доверительной вероятности, $m_y\pm\Delta y$ при принятой β, величина которой обычно составляет 90% или 95%. Соответственно при определении параметров зависимости $y=a+bx$ указывают $a\pm\Delta a$ и $b\pm\Delta b$ при известной, принятой доверительной вероятности, а следовательно, доверительную область, в которой лежит линия истинной зависимости.

Методику определения погрешности легче понять на практических примерах.

Пример. По результатам измерения износа шатунных шеек двигателей в зависимости от зазора в подшипниках (табл. 7.5) получены данные:

Зазор S, мкм	10	60	170
Интенсивность изнашивания α, мкм/10^4 км	3,30	5,5	11,3

Необходимо определить параметры α_0 и b линейной зависимости $\alpha=\alpha_0+b\bar{S}$.

Р е ш е н и е. Эти параметры можно определить по способу наименьших квадратов:

$$b = K^*_{S\alpha}/D^*_S; \quad \alpha_0 = m^*_\alpha - bm^*_S,$$

где $K^*_{S\alpha}$ — смешанный момент; $D_s{}^*$ — дисперсия случайной величины S; m^*_α, $m_S{}^*$ — средние значения случайных величин α и S. (α_0 — интенсивность изнашивания, приведенная к началу отсчета зазора, координат).

$m^*_\alpha = 6{,}7$ мкм/10^4 км; $m_s{}^* = 80$ мкм; $K^*_{S\alpha} = 225{,}3$ мкм$^2 \cdot 10^{-4}$ км; $D_s{}^* =$ $= 13400/2 = 67 \cdot 10^2$ мкм^2; $\sigma_s = 82$ мкм; $D^*_\alpha = 33{,}90/2 = 16{,}95$ мкм$^2/10^8$ км^2; $\sigma_\alpha \approx$ $\approx 4{,}2$ мкм/10^4 мкм; $b = \dfrac{225{,}3}{67 \cdot 10^2} = 3{,}36/10^2$ км; $\alpha_0 = 4$ мкм/10^4 км.

Результаты расчета приведены в табл. 7.5.

Аналитические значения α определяют по формуле

$$\alpha = 4 + 0{,}0336\,S,$$

результаты приведены вместе с исходными данными.

Погрешность параметров

$$\Delta m_\alpha = \pm t_{\beta n} \sigma^*_m, \quad \text{где } \sigma^*_m = \sigma^*_\alpha/\sqrt{n}; \qquad \Delta b = \pm t_{1;\,-p/2} \frac{\sigma^*_\alpha \sqrt{1-r}}{\sigma^*_S \sqrt{n-2}},$$

где σ^*_α, $\sigma_s{}^*$ — средние квадратические отклонения величин α и S.

В данном случае $r = 0{,}655$, $n = 3$. При доверительной вероятности 0,9 $n = 3$ $t = 2{,}9$, поэтому $\Delta m_\alpha = 12{,}2$ мкм/10^4 км, $m^*_\alpha \pm \Delta m^*_\alpha = 6{,}7 \pm 12{,}2$ мкм/10^4 км; $\Delta b =$ $= \pm 4{,}3 \cdot 0{,}0178 = \pm 0{,}076$ 1/10^4 км, так как $p = 0{,}1$; $1 - p/2 = 0{,}95$.

Погрешность при прогнозировании величины интенсивности изнашивания шатунных шеек может служить характеристикой соответствия полученной зависимости экспериментальными данными. Если за исходные точки принять первые две точки (при 10 и 60 мкм), то

$$b = (5{,}5 - 3{,}30)/(60 - 10) = 0{,}044,$$

интенсивность изнашивания при зазоре 170 мкм составит

$$\alpha = 5{,}5 + 0{,}44 \cdot 1{,}10 = 10{,}34 \text{ мкм/}10^4 \text{ км},$$

а по экспериментальным данным 11,3 мкм/10^4 км, т. е. аналитически полученная на 1 мкм/10^4 км меньше экспериментальной.

Если же сравнить с типовым представлением о постоянстве интенсивности изнашивания, т. е. $\alpha = 3{,}30$ мкм/10^4 км, то разница составит $11{,}3 - 3{,}30 =$ $= 8$ мкм/10^4 км, в 8 раз больше.

Если же в практических условиях число наблюдений, данных по износу мало, исчисляется единицами, и нет необходимости определять столь точно погрешность, то при известной аналитической зависимости параметры определяют более простым способом и используют их при прогнозировании изменения функции и зависимости от величины аргумента, например, износа от пробега.

Практический способ оценки параметров зависимости. При малом числе точек измерений подбор параметров α_0 и b по приведенным формулам довольно сложен, эти параметры можно подбирать проще, но с меньшей точностью. При известной величине зазора в конкретном сопряжении определить возможный пробег до заданного зазора $S_п$ в сопряжении, т. е. определить пробег

автомобиля, при котором износ сопряжения составит $\Delta S = S_п - S$, можно с помощью формулы зависимости износа сопряжения от пробега.

Пример. В процессе эксплуатации автомобиля зазор в шатунных подшипниках двигателя составил

Пробег, тыс. км	60	80	100
Зазор, мкм	80	90	110

Определить пробег автомобиля до зазора в шатунных подшипниках 150 мкм.

Решение. По условию задач нужно определить пробег, за время которого износ шатунных подшипников составит 150—110=40 мкм. Для этого нужно определить параметры α_0 и b:

$$\alpha_0 = \frac{90-80}{80-60} = 0{,}5 \text{ мкм}/10^3 \text{ км}; \quad \alpha_0' = \frac{110-90}{100-80} = 1 \text{ мкм}/10^3 \text{ км};$$

$$b = \frac{1-0{,}5}{110-80} = \frac{1}{60} 1/10^3 \text{ км};$$

$$l = \frac{1}{b} \ln \frac{\Delta S \cdot b + \alpha_0'}{\alpha_0'} = 60 \ln \left(\frac{40}{60} + 1 \right) = 60 \ln 1{,}66;$$

$l = 60 \cdot 2{,}303 \cdot 0{,}220 = 30{,}8$ тыс. км, так как $\ln N = 2{,}303 \lg N$.

Износ 150 мкм будет при общем пробеге 130,8 тыс. км.

Более точно параметры закономерности, а следовательно, и прогноз пробега, можно сделать с помощью зависимости, которую представим линейным уравнением

$$\lg S = \lg S_0 + bl \lg e.$$

Исходные данные:

l, тыс. км	60	80	100
S, мкм	80	90	110
$\lg S$	1,915	1,954	2,042

Средние значения $m_{\lg S} = 1{,}970$; $m_l = 80$ тыс. км.

$$b' = b \lg e = \frac{K_{l \lg S}}{D_l}; \quad \lg S_0 = m_{\lg S} - b' m_l.$$

$$K_{l \lg S} = \frac{1}{3}\{(1{,}970-1{,}915)20 - (1{,}970-2{,}042)20\} = \frac{2{,}54}{3} = 0{,}85;$$

$$D_l = \frac{1}{2}\{(80-60)^2 + (80-80)^2 + (80-100)^2\} = \frac{800}{2} = 400.$$

Тогда $b' = \frac{0{,}85}{400}$; $\lg S_0 = 1{,}970 - \frac{0{,}85}{400} 80 = 1{,}800$; $S = 63{,}0$ мкм; $b = b' \cdot 2{,}303 = 0{,}00495$ $1/10^3$ км;

$$l = \frac{\lg S - \lg S_0}{b \lg e} = \frac{2{,}176 - 1{,}800}{0{,}00212} = 176 \text{ тыс. км.}$$

Результаты расчета износа в зависимости от пробега вполне соответствуют условиям задачи:

Пробег, тыс. км	60	80	100	176
e^{bl}	1,345	1,49	1,64	2,39
Зазор, мкм	85	94	103	150

Таким образом, для прогнозирования износа сопряжения в зависимости от пробега автомобиля необходимо определить параметры уже известной для данного типа сопряжений закономерности.

Уточнение вида функциональной зависимости. Практический совет по определению вида зависимости дадим на примере износа деталей. При обработке экспериментальных данных по износу деталей или сопряжений параметры закономерности определяют для совокупности данных после окончания приработки при известной зависимости износа от пробега. Для определения вида зависимости износа от пробега или времени работы необходимо установить зависимость изменения интенсивности (скорости) изнашивания от износа (4.8) после окончания приработки, определить знак параметра b.

Величины параметров α_0 и b справедливы для закономерности после окончания приработки. Об окончании приработки деталей судят по переходу к более плавному изменению интенсивности изнашивания при каком-то износе S'_0. Так, например, для цилиндров (рис. 7.4, *а*, кривая *2*) целесообразно за S'_0 принять износ 1400 мкм, а для шеек коленчатого вала (см. рис. 7.4, *б*, кривая *2*) 60 мкм или даже 80 мкм. Эту величину S'_0 и принимают за начало отсчета износа после окончания приработки.

Естественно, нужно определить и начальный износ S_0, который возникает за счет повышенной интенсивности изнашивания в период приработки при общем пробеге l и общем износе S,. Это можно сделать, если в зависимости $\Delta S = \frac{\alpha_0}{b}(1 - e^{-bl})$ вместо ΔS принять $S'_0 - S_0$, а вместо l взять $(l_\Sigma - l)$; b и α'_0 известны, $\alpha_0 = \alpha'_0 + b\Delta S$. Параметры S_0 и b динамически нагруженных сопряжений определяют для закономерности

$$S' = S'_0 e^{bl},$$

где S_0' — износ в конце приработки; l — пробег после окончания приработки.

S_0 определяют по этой формуле, только принимают $S = S'_0$, а вместо l записывают $(l_\Sigma - l)$; b принимают прежним. Отсюда

$$S_0 = S'_0 / e^{b(l_\Sigma - l)}.$$

Величину S'_0 в конце приработки определяют по виду зависимости интенсивности (скорости) изнашивания от износа — при S'_0 интенсивность изнашивания минимальная.

При определении вида зависимости износа от пробега не следует считать, что в динамически нагруженных сопряжениях или деталях интенсивность изнашивания всегда будет увеличиваться по мере износа. В случае, когда увеличение инерционной нагрузки из-за износа деталей или сопряжений составляет незначительную долю от общей инерционной нагрузки этих деталей или сопряже-

ний, интенсивность изнашивания практически не увеличивается и зависимость износа от пробега будет линейной. Более того, у тихоходных двигателей большой мощности по мере износа сопряжений цилиндр — поршневое кольцо давление газов в цилиндре уменьшается более заметно, чем увеличивается инерционная нагрузка из-за износа шатунно-кривошипной группы сопряжений, в результате чего уменьшается общая нагрузка по поверхности трения, а потому и интенсивность изнашивания деталей шатунных подшипников (рис. 7.4, *б*) и сопряжения втулка — палец будет уменьшаться по мере износа этих деталей. Поэтому необходимо предварительно уточнить знак параметра b линейной зависимости интенсивности изнашивания от износа деталей после окончания приработки.

Степень соответствия экспериментальных данных принятой закономерности оценивают по корреляционному отношению, по сумме квадратов разницы между экспериментальными данными и аналитически полученными. Экспериментальным данным наиболее соответствует такая закономерность, для которой сумма квадратов разницы минимальная.

Данные для определения параметров зависимости получают по результатам практических наблюдений, диагностирования технического состояния агрегатов автомобиля.

Таким образом, прогнозирование удельных затрат на поддержание работоспособности агрегата является основой для управления техническим состоянием автомобиля в процессе эксплуатации в установившихся условиях. Погрешность прогнозирования в установившихся условиях работы зависит от достоверности закономерности изменения технического состояния сопряжений в процессе эксплуатации автомобиля, качества диагностирования технического состояния автомобиля (достоверности и числа полученных данных), методики определения параметров закономерности и обоснованности замены деталей. Эффективность прогнозирования удельных затрат на поддержание агрегатов в технически исправном состоянии зависит от возможности преобразования закономерности изменения технического состояния агрегата в линейную, от эффективности диагностирования.

Глава 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТОВ

8.1. СПОСОБЫ ОЦЕНКИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТОВ

При обосновании оптимального режима ТО автомобиля перечень операций определяют по коэффициенту повторяемости, периодичность устанавливают по статистическим данным пробега автомобиля до допустимого значения параметра узла, агрегата. Так как пробег до предельного состояния узла является случайным,

то разброс данных большой и потому для снижения затрат периодичность до ТО принимают больше минимальной, с учетом доверительного уровня вероятности. При этом определенная часть автомобилей нуждается в ТО раньше установленной периодичности, а подавляющая часть — позже. Для сокращения затрат на ТО и повышение надежности необходимо производить работы, когда параметр достигает допустимого значения. А это возможно только при своевременном и точном определении технического состояния автомобиля без его разборки. Технический контроль, который на АТП производят главным образом визуально, недостаточно эффективен, оценка технического состояния зависит от квалификации контролера. Для объективного контроля необходимы приборы, с помощью которых можно выявить автомобили, представляющие опасность, в то же время не допустить разборку исправного узла. Инструментальное определение технического состояния узла, агрегата без разборки называют диагностированием.

Для создания приборов, с помощью которых можно определить техническое состояние агрегата без разборки, необходимо прежде всего установить диагностический параметр, который характеризовал бы техническое состояние объекта, изменение в структуре объекта.

Техническое состояние автомобиля характеризуют структурные параметры (зазор, межцентровые расстояния, прогибы, смещения, линейные размеры, состояние поверхностей сопрягаемых деталей и т. д.). Взаимодействие автомобиля с внешней средой и механическая нагрузка приводят к изменению его технического состояния. Изменение структурных параметров агрегатов автомобиля имеет определенные закономерности, не изученные в полном объеме.

При работе сложных динамических систем происходят различного рода физические, механические, химические и другие процессы. Параметры этих процессов называют выходными, они изменяются с изменением структурных параметров. Выходные процессы зависят от внешних условий и технического состояния объекта (внутренних условий). При диагностировании принимают внешние условия строго фиксированными, и тогда изменение выходных процессов определяется только изменением структурных параметров объекта.

Диагностика — это раздел науки, в которой изучают неисправности узлов, агрегатов и признаки этих неисправностей: разрабатывают методы и аппаратуру для выявления этих признаков без разборки сопряжения, определения по ним значений структурных параметров объекта и сравнения их с допустимыми отклонениями от номинала. Необходимо получать наиболее полную информацию по наименьшему количеству признаков технического состояния объекта и соответствующих датчиков.

Об изменении технического состояния узла можно судить по непосредственному признаку (например, разбраковка деталей по

результатам их измерений); по совокупности косвенных признаков (например, оценка состояния газораспределительного механизма по стукам и вибрациям). При известной четкой взаимосвязи структурных и выходных параметров объекта в определенных условиях последние можно принимать за косвенные признаки изменения технического состояния узла (агрегата) без разборки, так как выходные процессы и соответствующие им выходные параметры можно наблюдать и измерять извне. Чтобы параметр выходного процесса мог стать диагностическим, он должен быть удобным для измерения, однозначным, в то же время со строгой зависимостью структурного параметра и параметра выходного процесса, с широким полем изменения, когда относительное изменение параметра выходного процесса гораздо больше изменения структурного параметра.

Диагностические параметры по степени их взаимозависимости делят на независимые и зависимые. Независимые указывают на конкретную неисправность (измерением величины прогиба трубы карданного вала непосредственно определяют неисправность); эти параметры еще называют частными, они указывают на вполне конкретную неисправность узла или механизма; частные параметры и методы их измерения разработаны пока еще мало. Зависимые или параметры-комплексы позволяют установить неисправность по нескольким параметрам одновременно. Например, износ тормозных накладок колеса определяют по тормозному пути колеса или тормозному усилию на этом колесе и по величине свободного хода педали. Определить износ накладок только по величине тормозного пути невозможно. В состав параметров — комплексов часто входят общие (интегральные) параметры, которые характеризуют техническое состояние объекта в целом, например, мощность двигателя, расход топлива, суммарный окружной люфт деталей трансмиссии, общий уровень шума агрегата, величину тормозного пути, давление масла в магистрали и другие.

Необходимы глубокие исследования неисправных состояний узлов и агрегатов автомобиля и сопутствующих им выходных процессов и их параметров, которые могли бы служить признаками неисправностей. Для этого следует изучить характерные процессы, сопутствующие работе сопряжения, находящегося в исправном или неисправном состояниях (шум, вибрация, стук, колебания давления и др.), выполнить анализ параметров этих процессов с точки зрения соответствия требованиям к диагностическим параметрам, исследовать закономерности изменения параметров сопутствующих выходных процессов от пробега узла или агрегата и установить допустимые и предельные значения этих параметров для разных условий эксплуатации; разработать эффективные методы и быстродействующую аппаратуру для фиксации диагностических параметров. При оптимальном диагностировании любую неисправность объекта диагностики можно обнаружить по наименьшему числу параметров, следовательно, применять малое количество приборов и датчиков и свести к минимуму трудоемкость

диагностирования с целью установления ресурса безотказной работы узла, агрегата или автомобиля в целом.

В качестве диагностических применяют различные параметры, в том числе:

величину относительного смещения сопряженных деталей (окружные люфты в агрегатах трансмиссии, зазоры между торцами коромысла или толкателя и клапана, между шкворнем и втулкой, в подшипниках колес, пробуксовывание сцепления);

скорость и температуру нагрева сопряжений (качество регулирования подшипников вала, тормозов и др.);

герметичность рабочих объемов (давление в шинах, утечка воздуха из камеры сгорания двигателей, течи, подтекания и др.);

содержание примесей в масле, состав и концентрация компонентов в отработавших газах двигателя;

электрическую характеристику (систем зажигания и других электрических цепей);

мощностные, экономические показатели и т. д.

Перед измерением перечисленных параметров техническое состояние узла, агрегата контролируют визуально. Внедрение технической диагностики, инструментальной проверки не заменяет операции технического контроля, субъективной оценки состояния механизма при проверке выполнения объема и качества технического обслуживания и текущего ремонта.

При диагностировании сложных механизмов необходимо вначале измерить параметры, которые характеризуют агрегат в целом, а затем переходить к диагностике элементов механизма. Изменение технического состояния узла, агрегата автомобиля предварительно можно оценить в количественной форме на основе системного подхода к автомобилю, по износу, например, протектора шин, зубчатых передач, шлицевых соединений, крестовин и т. д.

Автомобиль — это система последовательно связанных элементов, техническое состояние которых взаимно зависимо, и по изменению одного из элементов можно оценить состояние остальных. Наиболее точно это можно сделать по износу шин — по результатам наших исследований величина среднеквадратического отклонения соотношения пробега агрегатов узлов автомобиля до замены и пробега шин этого же автомобиля до ремонта в 3—10 раз меньше, чем при сравнении, например, с пробегом крестовины шарнира. И это вполне объяснимо. Зависимость износа шин от пробега можно принять линейной, а у крестовины она более сложная, экспоненциальная, поэтому точность измерения технического состояния агрегатов по пробегу крестовин до замены с увеличением пробега уменьшается.

Зависимость соотношения изменения технического состояния любого агрегата и шин от пробега можно получить аналитически. Например, износ $S_г$ главной передачи $S_г = S_0 e^{bl}$, а износ шин практически $S_ш = al$, где l — пробег с начала эксплуатации шин.

Соотношение величин износа составит $\frac{S_г}{S_ш} = \frac{S_0 e^{bl}}{al} = \frac{S_0}{al} e^{bl}; S_г = kS_ш$, где $k = \frac{S_0 e^{bl}}{al}$.

При диагностике двигателя оценивают его работоспособность по мощностным и экономическим параметрам. С этой целью измеряют силу тяги или мощность и расход топлива при заданной нагрузке и скорости движения. Мощность можно измерить по интенсивности разгона автомобиля при полном открытии дросселя или рейки топливного насоса.

Техническое состояние сцепления наиболее полно характеризует величина угла пробуксовывания сцепления под нагрузкой. Если при работе двигателя под нагрузкой освещать карданный вал периодически, увязать с числом оборотов, то при исправном сцеплении будет видна одна и та же поверхность вала. Если же с увеличением нагрузки сцепление начнет пробуксовывать, то при периодическом освещении участок карданного вала с меткой (мелком, краской) будет перемещаться, хоть и медленно. Аналогично можно измерить скольжение клиноременной передачи, биение карданного вала, дисбаланс и другие дефекты узлов и агрегатов автомобиля.

О техническом состоянии автомобиля судят по величине механических потерь в агрегатах трансмиссии, по результатам внешнего осмотра. Чем больше механические потери, тем меньше выбег. Выбег автомобиля определяют по пути, пройденному автомобилем с поставленным в нейтральное положение на скорости 30 км/ч рычагом передач. На стенде с помощью электродвигателя можно измерить и коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля. При нейтральном положении рычага коробки передач включают электродвигатели нагрузочного устройства стенда и измеряют величину крутящего момента, необходимого для привода трансмиссии.

При прокручивании трансмиссии проверяют биение дисков колес, карданного вала, уровень шума заднего моста, коробки передач при любой передаче и выключенном сцеплении. Шумы увеличиваются при большом трении в подшипниках, неправильной регулировке главной передачи, тормозных колодок или ручного тормоза. Использование параметров шума при проверке технического состояния агрегатов трансмиссии связано с созданием сложной электронной аппаратуры и может быть практически осуществлено не скоро. В ближайшее время для контроля технического состояния агрегатов и узлов трансмиссии целесообразно использовать в качестве выходного параметра суммарные окружные люфты агрегатов и относительно несложные приспособления для их измерения. Более конкретную оценку технического состояния сложных механизмов можно получить по результатам диагностирования элементов механизма.

Степень неопределенности технического состояния объекта перед диагностированием оценивают количественно в соответствии

с теорией информации. *Теорией информации* называется наука, изучающая количественные закономерности, связанные с получением передач, обработкой и хранением информации. В качестве априорной неопределенности системы в теории информации применяется специальная характеристика, называемой *энтропией*. Понятие об энтропии является в теории информации основным.

Для обоснования численной оценки степени неопределенности можно принять, что к моменту диагностирования объект может иметь m равновероятностных технических состояний; вероятность любого i-го технического состояния $p_i = 1/m$.

Если же объект состоит из n узлов, каждый из которых может иметь m_1, m_2 ... технических состояний, то число технических состояний m объекта равно произведению чисел технических состояний всех узлов $m = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \ldots$. И чем меньше число технических состояний m, тем меньше степень неопределенности появления каждого технического состояния, при $m = 1$ неопределенность равна нулю, объект может иметь только одно техническое состояние.

Численная характеристика степени неопределенности объекта зависит от числа m

$$H[X] = \varphi(m) = \varphi(m_1 m_2 m_3 \ldots),$$

с одной стороны; с другой стороны, вполне можно принять, что степень неопределенности всего объекта равна сумме неопределенности состояния всех его узлов

$$\varphi(m) = \varphi(m_1) + \varphi(m_2) + \ldots .$$

или

$$\varphi(m_1 m_2 m_3 \ldots) = \varphi(m_1) + \varphi(m_2) + \varphi(m_3) + \ldots$$

В математике таким свойством (функция произведения равна сумме функций его сомножителей) обладает только логарифмическая функция ($\log 5 \cdot 2 = \log 5 + \log 2$). И потому

$$\log m = \log(m_1 m_2 m_3 \ldots) = \log m_1 + \log m_2 + \log m_3 + \ldots .$$

Итак,

$$H[X] = \varphi(m) = \log m. \qquad (8.1)$$

Поскольку события равновероятны, то отдельно взятое состояние с вероятностью $1/m$ внесет неопределенность в результаты диагностирования; по величине неопределенность отдельно взятого состояния составит $1/m \log m$ или несколько по другому $-\frac{1}{m} \log \frac{1}{m}$.

При $p_1 \neq p_2 \neq p_i$ каждое i-е состояние объекта вносит неопределенность, равную $-p_i \log p_i$, а общая неопределенность $H[X]$ технических состояний объекта равна сумме неопределенностей каждого из m состояний

$$H[X] = -(p_1 \log p_1 + p_2 \log p_2 + \ldots + p_i \log p_i),$$

где m — число вероятностных (возможных) технических состояний объекта; p_i — вероятность того, что объект X при диагностировании примет i—e техническое состояние.

И эту сумму

$$H[X] = -\sum_{i=1}^{m} p \log p_i \qquad (8.2)$$

принимают мерой общей неопределенности (неясности) объекта диагностирования по возможным техническим состояниям, мерой энтропии, которую измеряют в двоичных единицах, битах. За бит принимают энтропию объекта, который с одинаковой вероятностью может иметь одно из двух возможных состояний (например, или исправное, или неисправное) и потому $p_i = \frac{1}{m} = \frac{1}{2}$,

$$H[X] = -\left(\frac{1}{2}\log_2\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\log_2\frac{1}{2}\right) = -\log_2\frac{1}{2} = \log_2 2 = 1.$$

И если число равновероятных событий объекта m, то

$$H[X] = -\sum_{i=1}^{m}\frac{1}{m}\log\frac{1}{m} = \log m.$$

Число возможных состояний агрегата автомобиля и вероятность каждого из них устанавливают по результатам исследования изменения технического состояния агрегата в процессе эксплуатации. Такую работу выполняют прежде всего по агрегатам и узлам, обеспечивающим безопасность движения, по системе управления автомобилем и по двигателю, как наиболее дорогостоящему в эксплуатации агрегату. Предварительно разрабатывают способы диагностирования агрегата, инструментального определения технического состояния его без разборки. Применение диагностики технического состояния автомобиля позволяет получить значительный экономический эффект при оптимальной организации работ.

8.2. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Эффективность диагностирования технического состояния автомобиля зависит от капиталовложений на организацию диагностирования, точности и достоверности результатов измерения параметров состояния, от качества информации. В процессе технической эксплуатации в установившихся условиях минимальные затраты на поддержание работоспособности автомобиля будут при своевременном ремонте после достоверного контроля его состояния в определенные сроки. Затраты увеличиваются и в том случае, когда автомобиль разобрали преждевременно из-за ошибок контроля и когда отремонтировали плохо, но этого своевременно не обнару-

жили. Величина субъективной ошибки в оценке технического состояния отдельных частей автомобиля составляет от 12 до 70%. Для повышения точности определения технического состояния производят измерение, контроль и испытание агрегатов автомобиля и его узлов. При измерении определяют физические величины опытным путем с помощью специальных технических средств; при контроле устанавливают соответствие заданному допуску, при испытании воспроизводят в заданной последовательности определение воздействия, главным образом, нагрузки, измеряют реакцию объекта на эти воздействия и регистрируют эти реакции.

Измерительная информация о техническом состоянии автомобиля становится основной при управлении качеством ТО и ТР. Поэтому повышение качества эксплуатационных показателей на базе системы ТО по потребности возможно при наличии корректных математических моделей, методов и средств измерения оптимальной точности и достоверности. Техническое диагностирование является основным средством получения точной и достоверной информации о техническом состоянии автомобиля в количественной форме.

Количественно величину полученной информации можно оценить в битах или других единицах измерения. Количество информации $J(x)$, содержащееся в сигнале параметра, не может превысить величины (в битах)

$$J(x) = \log_2\left(\frac{50}{\delta}\right),$$

где δ — относительная погрешность определения параметра, %.

Следовательно, количество информации в сигнале параметра зависит от погрешности, точности определения параметра. Предварительно следует уточнить разницу в понятиях «точность измерения» и «точность средств измерения» (погрешность).

Точность измерений отражает близость их результатов к истинному значению измеряемой величины, а точность средств измерений — близость к нулю их погрешностей. Количественно точность измерения и точность средств измерения выражают через соответствующие погрешности.

В соответствии с требованиями международной организации по стандартизации предельная абсолютная погрешность измерения

$$\Delta a = S_{\text{п}}/(\varphi_5)^n,$$

а относительная приведенная погрешность (класс точности), %

$$\delta = \pm \frac{\Delta a}{2\Pi_{\text{п}}} 100,$$

где $S_{\text{п}}$ — предельное отклонение параметра; $\Pi_{\text{п}}$ — предельное значение измеряемого параметра; $(\psi_5)^{\text{п}}$ — коэффициент трансформации, величина которого для элементов, влияющих на безопасность движения, составляет 4 ($n=3$), для функ-

циональных (объекты, требующие экономически оптимального качества и уровня надежности) равно 2,5 ($n=2$); допускаемая погрешность измерения соответственно в %, 12,5÷20 и 20÷31.

Относительная приведенная погрешность в оценке i-го структурного параметра по j-му диагностическому составит (%)

$$\delta_{ij} = \pm \frac{S_{пi}}{2П_{пj}(\varphi_5)^n} 100,$$

где $S_{пi}$ — предельное отклонение i-го структурного параметра; $П_{пj}$ — предельное значение j-го диагностического (измеряемого) параметра; практически $S_п \leqslant \leqslant 0{,}1П_{пj}$ (меньше 10% $П_{пj}$).

Погрешность средства измерения (класс точности) $\delta_{сп}$ должна быть меньше, чем точность регистрации диагностического параметра $\delta_{сп}=0{,}725\ \delta_j$.

Кроме точности результатов измерения качество информации зависит от достоверности диагностирования.

Понятие достоверность не стандартизовано, оно характеризует степень уверенности в том, что результаты контроля истинно отражают состояние объекта. Достоверность зависит от точности средств и методов диагностирования, правильности выбора диагностического параметра, эксплуатационного допуска на него, функционального «веса» параметра в узле, от показателей надежности диагностируемого узла и пробега автомобиля. Количественно достоверность измерения деталей оценивают вероятностями P_I ошибок первого рода (забракованием годной детали) и P_{II} ошибок второго рода (пропуском брака) $D=1-(P_I-P_{II})$. Ошибки I рода обусловлены в основном погрешностями инструментальных средств, а ошибки II рода — контрольным допуском на параметр. При измерении наиболее опасным по своим последствиям следует считать вероятности P_{II}.

Оптимальная достоверность контроля может быть осуществлена за счет вариаций точности прибора, контрольного допуска или совместно. Оптимизацию точности и достоверности диагностирования необходимо производить с позиций системного анализа, включая информативность параметров, взаимосвязь их в многопараметрической системе, эффективность, технико-экономические показатели и надежность самого объекта на момент контроля, которая зависит от пробега автомобиля. С увеличением пробега автомобиля требования к точности и достоверности диагностирования возрастают, практически учесть это сложно, поэтому оптимизацию точности и достоверности производят для наиболее вероятного пробега автомобиля. Однако при этом возникают вопросы эффективности и стоимости инструментальных средств.

При обосновании оптимальной точности и достоверности измерений необходимо:

прежде всего выбрать соответствующие средства и методику измерений;

обосновать метрологические показатели методов и режима диагностирования отдельных узлов и агрегатов автомобиля;

разработать недостающие средства измерения и поиска неисправностей;

обеспечить аттестацию и проверку имеющегося оборудования и средств измерения;

разработать алгоритмы расчетов на ЭВМ, поиска неисправностей, а также указывающих метрологические характеристики средств измерения и технико-экономические эксплуатационные показатели конкретного автопредприятия.

За счет оптимизации режима диагностирования в процессе эксплуатации можно получить значительный экономический эффект. Оптимизация заключается в выявлении и реализации способа получения экстремального значения критерия оптимизации при заданных ресурсах на основе учета влияющих факторов и управления ими. Управление качеством измерительной информации, установление приемлемых значений точности и достоверности должно производиться при совместном анализе метрологических, эксплуатационных и технико-экономических показателей.

Качество измерений и качество ТО, ТР жестко связаны. В соответствии с общей теорией контроля результаты измерения используют для контроля работоспособности, эффективности функционирования объекта; диагностирования, если кроме оценки работоспособности необходимо еще установить неисправность и определить объем восстановительных работ; прогнозирования, если это возможно сделать. Экономический эффект внедрения (использования) технической диагностики достигают прежде всего за счет сокращения внеплановых ремонтов, стоимость которых в 2—10 раз выше плановых, к тому же нарушается ритм производства.

Поскольку техническая диагностика является основным средством снижения затрат при технической эксплуатации автомобилей, то необходимо прежде всего оснастить технологические посты и линии современной измерительной аппаратурой, разработать достоверные методы диагностирования, объективные принципы оценки и прогнозирования технического состояния автомобиля, методику оптимального использования результатов диагноза автомобиля.

Особенно велики затраты на поиск неисправности. Затраты времени на поиск отказов при эксплуатации радиоэлектронных и автоматических систем составляют до 60—80% времени на устранение отказа. Поэтому необходимо разрабатывать математические модели взаимосвязи состояния отдельных узлов автомобиля и методику обнаружения неисправностей с помощью логических приемов.

Следует иметь и практические методы анализа материальных и трудовых затрат из-за погрешностей диагностирования и контроля при технологических операциях ТО и ТР дифференциации этих затрат по отдельным статьям себестоимости, чтобы легче было влиять на них с учетом конкретных условий эксплуатации автомобилей. Для анализа материальных и трудовых затрат при диаг-

ностировании должны быть нормативные показатели по устранению неисправностей.

Убытки из-за ошибок I и II рода можно определить при известной вероятности соответствующей ошибки. Так, вероятность ошибки первого рода можно подсчитать как

$$P_{\text{I}} = 1 - \tau_{\text{н}}/\tau_{\text{ф}},$$

где $\tau_{\text{н}}$ и $\tau_{\text{ф}}$ — нормативные и фактические трудовые затраты на проведение контрольно-регулировочных работ.

Величина фактических трудовых затрат больше нормативных за счет выполнения ненужных разборочно-сборочных работ и регулировочных из-за ошибок I рода, недостоверности результатов измерения.

Оценку стоимостных потерь от ошибок первого рода можно произвести, например, по результатам годичной эксплуатации конкретного парка автомобилей: подсчитывается доля контрольно-регулировочных работ, в процентах к объему соответствующих ТО и ТР и сравнивается с нормативным. В этой методике не учитываются убытки из-за сокращения (по данным завода ЗИЛ) на 20% срока службы детали в результате необоснованной разборки-сборки, даже если деталь не ремонтировали.

Потери от ошибок II рода можно определить косвенно по коэффициенту технической готовности, величина которого зависит от простоя сошедших с линии неисправных автомобилей и в плановых ТО и ТР. По этим данным определяют среднюю вероятность возвращения автомобиля с линии из-за ошибок II рода P_{II}, а затем и число дней простоя автомобилей из-за схода с линии по техническим причинам, главным образом из-за ошибок II рода (пропуски неисправностей):

$$\tau = (\tau_{\text{ф}} - \tau_{\text{л}})\, P_{\text{II}},$$

где $\tau_{\text{ф}}$ — потери по техническим причинам без учета простоев из-за отсутствия шин и топлива, дни; $\tau_{\text{л}}$ — плановые простои, дни.

Годовой экономический эффект от снижения величины ошибок I и II рода за счет мероприятий диагностирования

$$Э_{I,\,II} = Э_{I} + Э_{II} - C_{\text{д}},$$

где $C_{\text{д}}$ — затраты, связанные с использованием контрольного и диагностического оборудования, приведенные к одному году.

Эти затраты зависят от расходов на диагностирование автомобиля, от периодичности и объема работ. Причем, трудоемкость диагностических работ колеблется в пределах 30—45 чел-мин для ТО-1 и 90—110 чел-мин для ТО-2 и ТР. Периодичность диагностирования можно принять одинаковой с ТО, а объем работ определить по экономическому критерию, по минимуму суммарных удельных затрат на обслуживание с диагностированием и на текущий ремонт.

Затраты на диагностирование зависят от затрат на процесс диагностирования, убытки от простоя автомобиля при этом и капиталовложений при организации диагностирования

$$C_д = \tau_д c_д + \tau_{пд} c_а + C_к,$$

где $\tau_д$ — трудоемкость диагностических работ; $c_д$ — стоимость единицы трудозатрат на диагностические работы; $C_к$ — капиталовложения при организации диагностирования, приведенные к единице времени; $\tau_{пд}$ — простой при диагностировании; $c_а$ — величина убытка от простоя автомобиля в единицу времени.

Затраты на ТР определяют аналогично, добавляют еще затраты на запасные части и материалы, и на диагностирование перед ТР

$$C_р = \tau_р c_р + \tau_п c_а + C_{м.з.ч.} + C_к,$$

где $\tau_р$ — трудоемкость ТР и диагностирования при этом; $C_р$ — стоимость единицы трудозатрат при ТР; $\tau_п$ — время простоя при ТР; $C_{м.з.ч.}$ — стоимость запасных частей и материалов.

Данные для определения затрат на ТР, обслуживание и диагностирование принимают на основе записей в учетных карточках. В учетные карточки вписывают все затраты при диагностировании, обслуживании и ремонте.

Капиталовложения на организацию контрольно-диагностических работ включают стоимость контрольно-диагностического оборудования, затраты на его эксплуатацию и ремонт, стоимость поверочного оборудования, затраты на подготовку ведомственных поверителей, стоимость площадей, электроэнергии, тепла, сжатого воздуха и т. д. При введении диагностирования годовой экономический эффект складывается из снижения трудоемкости ТО и ТР, затрат на запчасти и материалы, затрат на ГСМ, шины, увеличения производительности автомобиля, повышения безопасности движения и расширения функций ведомственной поверки, руб.; по практическим наблюдениям сокращение затрат по приведенным статьям составляет 5—10%.

При исследовании поршневых колец и гильз, снятых в соответствии с действующими инструкциями, установлено, что 70—90% и 75% гильз имеют фактический износ соответственно в 4—7 раз меньше допустимого, а исследование двигателей автомобилей «Волга», поступивших в капитальный ремонт из различных таксомоторных парков Москвы, показало, что по самым ответственным сопряжениям (гильз — поршень, шейки вала — вкладыш) 70—80% двигателей поступило в ремонт преждевременно. Недоиспользование ресурса колец и гильз, необоснованные разборки двигателей только 25% тракторов, эксплуатирующихся в системе Госкомсельхозтехника, оценивается в 5 млн. рублей.

По имеющимся данным, до 250 тысяч разборок тракторных двигателей с целью освидетельствования их технического состояния производится напрасно. В то же время из-за неправильной оценки технического состояния двигателей внеплановый текущий ремонт составляет 20% у автомобилей и до 30—35% — у тракто-

ров. Применение индивидуальной оценки технического состояния двигателей и их узлов методами технической диагностики позволит по ориентировочным подсчетам на 30—35% увеличить срок службы двигателей без их ремонта.

При диагностике автомобиля затраты на поддержание работоспособности его агрегатов ниже и составляют (в долях единицы):

Периодичность ТО-2	1,1 —1,2
Трудоемкость ТО-2	0,85—0,90
Затраты на ТР	0,90—0,92
Расход запасных частей	0,90—0,88
Расход бензина	0,80—0,90

По данным ГосавтотрансНИИпроект (г. Киев), применение средств диагностики снижает затраты на ТО и ТР на 5%, расход запасных частей и материалов — на 10%, топлива и шин — на 20%. Только контроль момента зажигания повысил мощность двигателей ГАЗ и ЗИЛ на 10—12%. Срок окупаемости средств диагностики на крупном (500—600 автомобилей) АТП — около года.

Итак, экономическая эффективность диагностирования при прочих равных условиях зависит от точности средств измерения и достоверности результатов диагностирования. Выбор точности средств измерения является конечным звеном в цепи метрологических операций, гарантирующих заданную точность параметра из условий обеспечения экономически оптимальных эксплуатационных показателей (мощность, к.п.д., производительность, точность, безотказность и долговечность), величина которых будет находиться в заданных пределах.

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ

Система управления автомобилем включает тормоза, переднюю подвеску и рулевое управление, ее состояние определяет в основном безопасность движения и объем текущего ремонта в результате ДТП, 60% которых происходит из-за неисправности тормозов. Из объема работ ТО-1 8—10% трудоемкости затрачивают на поддержание работоспособности тормозной системы, при ТО-2 — до 60, при ТР автомобиля 10—15%.

Диагностирование технического состояния тормозов. Чтобы оценить возможный срок работы тормозов до очередных регулировок или текущего ремонта, необходимо знать закономерность изменения состояния сопряжения в процессе эксплуатации и предельную величину критерия состояния. Определить состояние тормозов автомобиля можно по внешним признакам: по нагреву, по показаниям приборов, по выбегу, по тормозному пути и др.

Перед измерением тормозного пути автомобиль должен иметь определенную скорость движения, рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение, нажимают педаль тормоза.

По пути торможения каждым колесом оси оценивают синхронность (одновременность) работы тормозов.

Тормозные качества автомобиля оценивают по двум основным показателям: величине тормозного пути и величине установившегося замедления автомобиля. Величина тормозного пути зависит от кинетической энергии автомобиля.

При торможении кинетическая энергия поглощается работой торможения $P_т \cdot l_т$, где $P_т$ — тормозная сила; $l_т$ — длина тормозного пути. Поэтому

$$l_т = \frac{G_а \cdot v^2}{2gP_т}.$$

Поскольку $P_т = G_а\psi$, где ψ — коэффициент сцепления, $G_а$ — вес автомобиля, то

$$l_т = \frac{G_а v^2}{2gG_а\psi} = \frac{v^{21}}{19{,}6\psi},$$

т. е. тормозной путь увеличивается пропорционально квадрату скорости. Действительный тормозной путь больше теоретического из-за времени реакции водителя и времени срабатывания тормозного привода.

Максимальное замедление автомобиля на дорогах можно определить по формуле

$$a = \frac{v^2}{2l_т},$$

или

$$a = \frac{v^2}{\frac{2v^2}{2g\psi}} = \psi g.$$

В ОСТ 37.001.016—70 приведены нормативы эффективности тормозных систем автомобиля v_i км/ч на сухом горизонтальном участке.

Техническое состояние *рулевого управления* автомобиля оценивают по величине люфта рулевого управления и усилия, прикладываемого к рулевому управлению.

Общий люфт S рулевого колеса

$$S = S_м + S_т,$$

где $S_м$ — люфт в рулевом механизме; $S_т$ — суммарный люфт в сочленениях трапеции.

Практически установлено, что люфт в рулевом механизме составляет около 60%, а в шаровых соединениях рулевой трапеции автомобиля ГАЗ-24 — 40% от общего люфта рулевого колеса. Рулевое управление, по данным НИИАТ, считают годным к эксплуатации, если рулевое колесо автомобилей ГАЗ и ЗИЛ под нагрузкой (усилием) на его ободе в 10 Н поворачивается на угол не более 15°, усилие на поворачивание вывешенных колес из одного

крайнего положения в другое не превышает 40 Н для автомобиля ГАЗ и 60 Н — для ЗИЛ.

Основными неисправностями *переднего моста* являются износы сопряженных деталей (например, втулок шкворней), деформация деталей (рычагов, тяг), нарушение регулировок. Основные признаки неисправности переднего моста: ускоренный и односторонний износ покрышек передних колес, повышенные зазоры в сопряженных деталях. Ускоренный и односторонний износ покрышек передних колес появляется в результате нарушения углов развала и схождения колеса, а следовательно, зависит от величины боковой силы, возникающей в зоне контакта шины с дорогой. Так, по данным МАДИ, минимальная интенсивность изнашивания протектора шин передних колес автомобиля ГАЗ-21 при схождении колес 2,25 мм. При уменьшении схождения колес до 0,5 мм, увеличении до 4,0 мм интенсивность изнашивания увеличивается на 40—45%. Нарушение угла схождения колес происходит не столько из-за износа подшипников, сколько из-за неправильной их регулировки.

Линейная величина схождения составляет от 1,5 до 3,5 мм для легковых (по боковинам шин) и от 1,5 до 12 мм — для грузовых автомобилей (при измерении шин по ободам). Полный контроль углов установки передних колес производят только на легковых автомобилях, имеющих независимую подвеску передних колес и низкое давление воздуха в шинах. В этом случае даже небольшие (15—20′) отклонения от норм углов развала и наклона шкворня значительно влияют на износ шин и ухудшают устойчивость автомобиля при движении. У грузовых автомобилей ограничиваются проверкой величины схождения передних колес и зазоров в шкворневых соединениях и подшипниках ступиц колес. Наличие зазора между втулкой и шкворнем устанавливают после предварительного регулирования подшипника переднего колеса. Зазор в подшипниках ступицы можно определить, касаясь пальцами торца кромки тормозного барабана и щита: их перемещение легко почувствовать при покачивании колеса.

Для проверки зазора в сопряжении шкворень — втулка поворотной цапфы передней оси автомобиля ГАЗ и ЗИЛ имеется прибор, разработанный НИИАТом.

Таким образом, техническое состояние узлов системы управления автомобилем оценивают по величине ускорения при торможении, разнице в эффективности торможения каждым колесом автомобиля, по зазорам в сопряжениях рулевого управления (рулевой механизм, тяги рулевые, шкворень — втулка, подшипники ступицы), по величине усилия на ободе рулевого колеса и отклонения углов установки передних колес от нормы. Параметры технического состояния измеряют простейшими приборами.

Несколько слов о зарубежных автоматизированных станциях проверки безопасности автомобиля. Для этой цели используют стенды для проверки установки колес; для испытания тормозов, для контроля спидометров, прибор для испытания фар, анализа-

тор выхлопных газов (на CO). Результаты контроля после автоматической обработки выдают в числовой форме вместе с положительным или отрицательным решением.

Таким образом, при диагностике технического состояния автомобиля в первую очередь необходимо проверить узлы системы управления автомобилем, тормозов, величину тормозной силы, разницу в тормозной силе колес на одной оси, силу прихватывания тормозных колодок. Периодичность проверки устанавливают, чтобы исключить автомобили, которые по своему состоянию создают опасность для движения.

Регистрация результатов проверки в числовой форме и знание закономерности изменения выходного параметра в зависимости от пробега автомобиля позволяют уменьшить расходы на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии и вероятность дорожно-транспортного происшествия.

Автоматизированные станции проверки безопасности автомобилей позволяют сократить производственную площадь и трудоемкость диагностирования, повысить точность прогнозирования пробега до предельного состояния, снизить затраты на поддержание работоспособности автомобиля.

8.4. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Общее диагностирование двигателя производят на основе данных о пробеге с начала эксплуатации, после ремонта, о видах ранее выполненных ремонтов, информации водителя о работе двигателя; субъективной визуальной проверки герметичности соединений, дымности выхлопа, стуков и шумов, устойчивости его работы на разных режимах; мощности и экономических показателей при испытании на динамометрическом нагрузочном стенде.

Общее состояние двигателя оценивают по величине мощности, легкости пуска, бесперебойности работы, дымлению. О мощности судят по ускорению коленчатого вала без нагрузки при частоте вращения, близкой к номинальной, при полной подаче топлива. При бесперебойной работе двигателя частота вращения падает одинаково при любом отключенном цилиндре.

Измерение мощности двигателя на стенде можно произвести, если беговые барабаны оборудованы нагрузочным устройством и редуктором. Мощность измеряют при полном открытии дросселя; с помощью весового механизма и показаний тахометра можно определить максимальную мощность при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей M_{max}.

Давление и вакуум, создаваемые топливным насосом, измеряют мановакуумметром. Неисправность системы питания устанавливается с помощью газоанализатора по составу, количеству окиси углерода в отработавших газах при движении автомобиля на прямой передаче без нагрузки с постоянной скоростью. Если же есть перерасход топлива, то проверяют и систему зажигания. Наиболее

совершенны методы выявления неисправности приборов зажигания и приборов цепи низкого напряжения системы электрооборудования.

Потребность двигателя в ремонте определяют по анализу состояния картерного масла (вязкость, наличие топлива и воды, ферромагнитных частиц, продуктов износа, кремния), по состоянию цилиндро-поршневой и шатунно-кривошипной групп, деталей механизма газораспределения; двигатель состоит из сложных самостоятельных механизмов, которые работают в различных условиях, и потому нет возможности иметь один способ определения технического состояния всех механизмов. При поэлементном диагностировании проверяют цилиндро-поршневую группу (по спектральному анализу масла, утечке воздуха из камеры сгорания, расходу масла на угар, утечке газов в картер, давлению в камере сгорания в конце такта сжатия, разрежению во впускном трубопроводе), газораспределительный механизм, систему зажигания — по параметрам электрической характеристики (наиболее точно с помощью осциллоскопа), систему питания — по составу отработавших газов, герметичность системы питания под давлением 0,06—0,07 МПа, систему смазки (минимальное давление 0,05 МПа на оборотах холостого хода).

Диагностирование технического состояния цилиндро-поршневой группы двигателя. Техническое состояние сопряжений цилиндро-поршневой группы зависит от величины структурных параметров цилиндров (износ, изменение геометрической формы), колец (износ, поломка, закоксовывание, потеря упругости), поршня (износ).

Основным способом диагностирования этой группы сопряжений является определение герметичности надпоршневых объемов цилиндров двигателя (компрессия каждого цилиндра при прокручивании стартером, утечка сжатого воздуха из цилиндра при закрытых клапанах, изменение утечки газов в картер), угара масла, разрежения во впускном трубопроводе и других параметров работы двигателя. Однако один какой-либо показатель не является исчерпывающей характеристикой технического состояния групп сопряжений.

По разрежению во впускном трубопроводе нельзя точно определить техническое состояние цилиндро-поршневой группы двигателя, так как величина разрежения характеризует загрузку двигателя в долях от максимальной мощности, которую развивает двигатель, и зависит от положения дроссельной заслонки. Чтобы определить мощность двигателя при данном положении дроссельной заслонки и соответствующей величине разряжения, необходимо знать замеренную максимальную мощность его. Кроме того, величина разряжения зависит от состояния воздухоочистителя и впускного трубопровода, и от опережения момента зажигания на холостом ходу, т. е. от факторов, не связанных с износом деталей двигателя. Зависимость величины разряжения во впускном трубопроводе от изменения мощности двигателя даже в пределах до 20%

почти не ощущается, а поэтому соответствующие этому падению мощности износ цилиндра и увеличение зазора между цилиндром и поршнем до 0,8 мм измерить не удается.

Расход масла в двигателе является более точным параметром оценки технического состояния цилиндро-поршневой группы и при наличии правильного учета дает возможность установить необходимый вид ремонта. За время работы до ремонта расход масла увеличивается в 3—5 раз, а в некоторых двигателях — в 10—12 раз. Но увеличение расхода масла не всегда является следствием износа цилиндров и поршневых колец. При одном и том же износе этих деталей расход масла изменяется до 1,5—2 раза. Увеличение расхода масла может быть из-за угара и потери через неплотность масляного картера с блоком цилиндров. Почти 50% масла теряется через коренные подшипники. Так, расход смазки после замены колец снижается не сразу и не всегда закономерно, наблюдается очень большой разброс данных даже при движении на одном и том же участке шоссе с постоянной скоростью. Аналогично и при стендовых испытаниях на постоянном режиме.

Величина угара масла зависит от скоростного и нагрузочного режима двигателя, температуры деталей, степени разжижения масла топливом, интенсивности отбора газа из картера и от других факторов, не зависящих от износа деталей двигателя. Величина потери масла через неплотности зависит от состояния уплотнителей (сальников, прокладок) давления газов в картере, т. е. почти не зависит от износа деталей двигателя. Следовательно, при проверке расхода масла необходимо строго учитывать перечисленные факторы, влияющие помимо износа на расход масла. Определение расхода масла двигателем возможно при значительных пробеге автомобилем эталонного участка пути и времени одного измерения.

Измерение утечки газа в картер двигателя обычным газовым счетчиком дает более точные данные о состоянии цилиндро-поршневой группы. За время работы двигателя до ремонта утечка газов в картер увеличивается в 7—12 раз, а в отдельных случаях больше. Сторонники применения этого способа считают возможным не только устанавливать необходимость ремонта цилиндро-поршневой группы, но и осуществлять периодический контроль за износом двигателя в эксплуатации, за качеством сборки после ремонта и окончания периода приработки. Считают, что двигатель уже подлежит ремонту, если утечка газа в картер при полной нагрузке и частоте вращения коленчатого вала 1200 мин$^{-1}$ увеличивается в 4—5 раз. Однако, несмотря на достаточную точность и простоту, метод не дает возможности установить непосредственную причину повышенной утечки газов; кроме того, трудно обеспечить полную нагрузку двигателя. Если утечка газов изменяется почти пропорционально нагрузке при постоянной частоте вращения, то характер зависимости количества прорывающихся в картер газов от скорости вращения коленчатого вала двигателя гораздо сложнее.

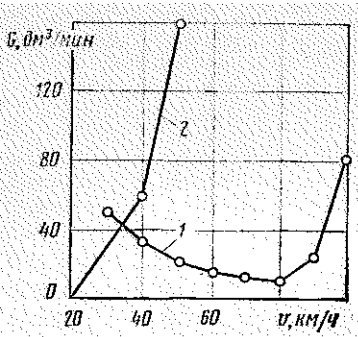


Рис. 8.1. Зависимость утечки газов G в картер от скорости движения v автомобиля:
1 — мало изношенный двигатель; *2* — перед заменой поршневых колец

Результаты измерения утечки в картер газов при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя автомобиля ГАЗ-21 с включенной прямой передачей в коробке передач приведены на рис. 8.1. На оси абсцисс даны показания спидометра автомобиля во время испытания. У малоизношенного двигателя утечка газов (кривая *1*) по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала падает и при 80 км/ч имеет минимальное значение, а затем стремительно возрастает. Судя по кривой *2*, этот же двигатель перед снятием от же д в ТР имеет минимальную утечку газов при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей скорости движения 20 км/ч.

Техническое состояние цилиндро-поршневой группы двигателя можно определить по давлению газа в картере, но оно зависит от пропускной способности системы вентиляции, которая, в свою очередь, зависит от нагрузочного и скоростного режима двигателя, герметичности соединений и камеры, наличия отложений на стенках трубок. Погрешность в определении технического состояния изношенного двигателя по давлению газов в картере в 5—10 раз больше, чем при измерении утечки в картер нового двигателя. Можно также отметить, что применяемые для измерения давления в картере водяные пьезометры неудобны для практического пользования.

В практических условиях о техническом состоянии цилиндро-поршневой группы двигателя судят по давлению в конце сжатия (компрессии), которое измеряют компрессометром. При проверке компрессометром давление конца сжатия может быть даже высоким при изношенных поршневых канавках и кольцах за счет большого расхода масла. На величину давления в конце сжатия основное влияние оказывает не износ цилиндров, а негерметичность клапанов. Полученные данные являются мало достоверными, так как давление в конце сжатия резко изменяется в зависимости от частоты вращения, а при использовании стартера нельзя добиться постоянства частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, этот способ не позволяет установить неисправность конкретного сопряжения, влияющего на герметичность камеры сгорания.

НИИАТ разработал прибор для определения технического состояния цилиндро-поршневой группы и клапанов автомобильных двигателей по утечке воздуха из камеры сжатия при закрытых клапанах и хорошем прилегании головки блока цилиндров к блоку. Из всех перечисленных способов определения технического состояния цилиндро-поршневой группы способ НИИАТ самый точный. За время работы двигателя до ремонта цилиндров, замены гильз

утечка воздуха из камеры сгорания увеличивается в 10 раз, а до замены колец — в 4 раза; утечка воздуха из камеры сжатия зависит не только от износа поршневых колец и цилиндров.

Диагностирование технического состояния шатунно-кривошипной группы двигателя. Поскольку технологические погрешности, режим работы двигателя, нарушение режима смазки влияют на интенсивность изнашивания, достоверность прогнозирования зависит от возможности сохранить постоянство установившегося режима работы сопряжения.

О техническом состоянии судят по внешним признакам, главным образом по наличию стука (но это уже свидетельство предельного состояния сопряжения), по результатам измерения зазора в сопряжении без его разборки. Такие способы измерения зазора в сопряжениях без разборки двигателя существовали только для шатунных подшипников. О зазоре в шатунных подшипниках пытались судить по величине стука, прокачиваемости масла, давления в системе смазки.

Как показал анализ результатов работы по исследованию акустических (звуковых) параметров работы подшипников, пока не установлены строгие зависимости параметров от износа. На изменение акустических параметров, кроме износа, влияют многие факторы. Более убедительные результаты получают при прокачке масла через подшипники. Существует несколько способов: по давлению масла в системе смазки, по скорости утечки масла из данного объема при постоянном давлении, по объему вытекающего из подшипника масла. Каждый из этих способов не отличается достаточной точностью. Так, давление масла в системе смазки зависит от состояния масляного насоса, масла, подшипников коленчатого вала, распределительного вала и других сопряжений. Следовательно, на давление масла в системе смазки оказывает влияние не только зазор в шатунных подшипниках.

Второй способ определения технического состояния шатунных подшипников заключается в прокачке через подшипники масла заданного объема под постоянным давлением. Для этой цели масляный бак емкостью 1 дм^3 соединяют с поперечным каналом системы смазки. Так как при этом поперечный канал изолирован от продольного канала, то масло из бачка пойдет только через те подшипники, к которым подходит поперечный канал. Так, в двигателе ЗИЛ-130 через поперечный канал смазка поступает к коренному подшипнику, подшипнику распределительного вала, к толкателям, от коренного — к двум шатунным. Поэтому, зная время расхода 1 дм^3 масла, нельзя ничего сказать о зазорах в сопряжениях и особенно шатунного подшипника. Так, например, было установлено распределение соотношений расхода масла через шатунный подшипник и коренной в двигателях после сборки. Величина этого соотношения колебалась от 0,2 до 5. В процессе же эксплуатации соотношение в износе сопряжений, получающих смазку от одного коренного подшипника (обычно подшипник распределительного вала, один и даже два шатунных), колеблется в очень широких пре-

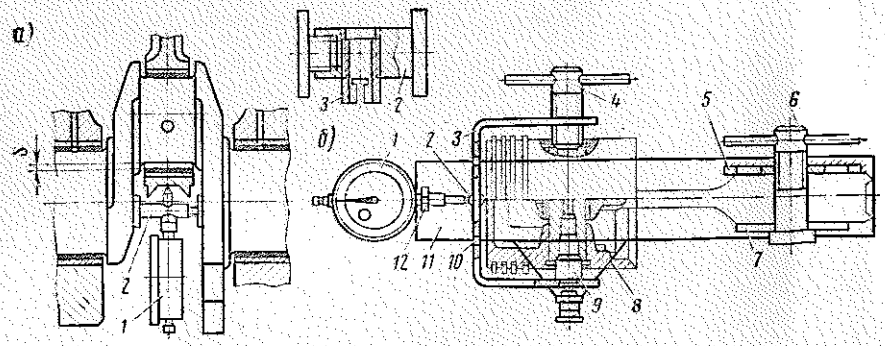


Рис. 8.2. Схема приспособлений для измерения индикатором зазора:
а — в шатунных подшипниках: *1* — индикатор; *2* — болт; *3* — втулка-державка; *б* — в сопряжении поршневой палец-втулка верхней головки шатуна: *1* — индикатор; *2* — опора скобы; *3* — скоба; *4* — подвижной центр; *5* — неподвижный кронштейн; *6* — болт; *7* — шайба; *8* — кронштейн; *9* — неподвижный центр; *10* — отверстие для индикатора; *11* — основание; *12* — кронштейн

делах, и поэтому точность этого способа будет еще ниже. Достоинством этого способа является то, что измерение производят без разборки двигателя.

В Саратовском политехническом институте предложен способ измерения зазора в каждом сопряжении шейка — подшипник без разборки его. Зазор определяют по величине относительного перемещения в диаметральном направлении, например, шатунного подшипника относительно шейки вала. При этом шейка и подшипник соприкасаются рабочими поверхностями, их приработка и состояние не нарушаются. Зазор измеряют индикатором (рис. 8.2, *а*). Корпус индикатора с помощью специального болта и гайки устанавливают на коленчатом валу в распор между щеками так, чтобы ножка индикатора касалась крышки шатуна. При перемещениях шатуна вверх-вниз индикатор регистрирует зазор в шатунном подшипнике по движению крышки относительно шейки.

Величина зазора, измеренная по предлагаемому способу, при проверке точности измерения сравнивалась с величиной зазора по разнице диаметров отверстия в нижней головке шатуна и вала. Проверку точности измерения проводили на специально сделанном приборе. Абсолютная величина зазора, измеренная индикатором, на 0,01 мм меньше. Изменения же зазора в подшипнике в зависимости от диаметра шейки вала одинаковы в обоих случаях: и при подсчете разницы диаметров шеек вала, и по показаниям индикатора. Следовательно, измерение зазора индикатором вполне применимо в эксплуатационных условиях: по простоте измерения и точности (измерения проводят без разборки подшипника в его рабочем состоянии) способ непосредственного измерения зазора индикатором имеет явные преимущества перед другими способами.

Для проверки зазора между втулкой верхней головки шатуна и пальцем изготавливают более сложное приспособление (см.

рис. 8.2, *б*). К кронштейну, приваренному на основании прибора, неподвижно прикреплен шатун нижней головкой с помощью болта и шайбы. Таким образом, шатун неподвижно прикреплен к основанию; во втором кронштейне закреплен корпус индикатора. Следовательно, корпус индикатора и шатун связаны между собою неподвижно. Чтобы ножка индикатора могла коснуться поршневого пальца, на последний надевают скобу, по концам которой предусмотрены неподвижный и подвижный центры (стопорные кольца поршневого пальца предварительно должны быть вынуты из бобышек). Третья опора скобы, имеющая форму шара, расположена в середине скобы и определяет положение скобы в горизонтальной плоскости. Ножка установленного во втором кронштейне индикатора касается скобы. Для измерения зазора поршневой палец перемещают относительно втулки с помощью поршня, который перемещают вручную назад и вперед по плите. Чтобы на показания индикатора не влияли осевые перемещения поршневого пальца, скобу во время измерения прижимают к неподвижному на основании кронштейну.

Измерения зазора в сопряжениях втулка верхней головки шатуна — поршневой палец и в шатунных подшипниках с помощью индикатора обеспечивает необходимую точность. Применять более сложные приборы только для того, чтобы иметь возможность измерять износ сопряжения втулка — палец без разборки двигателя вряд ли оправдано, так как внезапных отказов из-за разрушения втулки или поршневого пальца по мере износа не бывает. Необходимость измерения износа этого сопряжения возникает при ремонте двигателя из-за износа других сопряжений, т. е. когда двигатель по этой причине уже разобрали, возникло сомнение, что втулка и палец обеспечат работу двигателя без стука в этом сопряжении до очередного ремонта.

Диагностирование технического состояния сопряжения позволяет объективно определить износ сопряжения и необходимость его ремонта. Увеличить же пробег двигателя до ремонта могут только автоматы, которые обеспечат оптимальный температурный режим работы сопряжения с максимальной очисткой масла от абразивных частиц. Особенно это важно для подшипников коленчатого вала.

Кроме рассмотренных способов оценки технического состояния узлов двигателя МАДИ рекомендуют использовать результаты анализа состояния масла: содержание продуктов износа основных деталей (Fe, Cu, Pb, Cr, Al); содержание абразивных частиц, величина вязкости масла, присутствие в масле воды, топлива, концентрация бария, водородный показатель. Особенно большое внимание уделяют результатам спектрального анализа масла, опыт применения которого на железнодорожном и авиационном видах транспорта доказали его надежность и информативность.

Для спектрального анализа масла наиболее практически удобна схема прибора из двух графитовых электродов (медленно вращающегося дискового и неподвижного стержневого), в дуговом

разряде которых сжигают пробу масла, а результаты измерения регистрируют фотоэлектрическим способом. Для этой цели используют фотоэлектрическую спектральную установку МФС-3 или МФС-5 отечественного производства. Пробу масла берут через отверстие под масломерный щуп сразу же после возвращения автомобиля с линии и остановки двигателя, периодичность принимают равной периодичности ТО-1.

Но и в этом случае окончательное решение о необходимости ремонта принимают при известной величине пробега двигателя с начала эксплуатации, расхода масла, при наличии стуков, шумов и других показателей состояния.

В МАДИ разработана система учета и хранения результатов диагностирования. По результатам внедрения диагностирования технического состояния масла в автотранспортных предприятиях эксплуатационные затраты для МАЗ-503 снизились с 240 до 168 руб. (при годовом пробеге 36 тыс. км); при стоимости диагностического оборудования 17 тыс. руб. затраты окупаются через 2 года, если в АТП 200 автомобилей, и через полгода — если 700—800.

Из всех видов диагностического оборудования наибольшее распространение получили стенды с нагрузочным устройством, обладающие достаточной чувствительностью и возможностью воспроизводить различные силовые и нагрузочные режимы.

Оптимальное регулирование с использованием диагностического оборудования обеспечивает уменьшение в первую очередь расхода топлива и износа шин, расхода запасных частей и трудовых затрат, а следовательно, удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля.

По результатам диагностирования и известной закономерности изменения параметров зависимости от пробега автомобиля можно прогнозировать изменение технического состояния узла, сопряжения, величину пробега до ремонта; для прогнозирования пробега до текущего ремонта по экономическому критерию необходимо знать закономерность изменения удельных затрат на поддержание работоспособности узла, агрегата, в котором установлен узел, в процессе эксплуатации.

Глава 9

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОТРЕБНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В ТР АГРЕГАТА

9.1. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА И РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СОПРЯЖЕНИЯ

Прогнозированием технического состояния сопряжения называют научно обоснованное определение с известной вероятностью пробега, по истечении которого диагностический параметр или

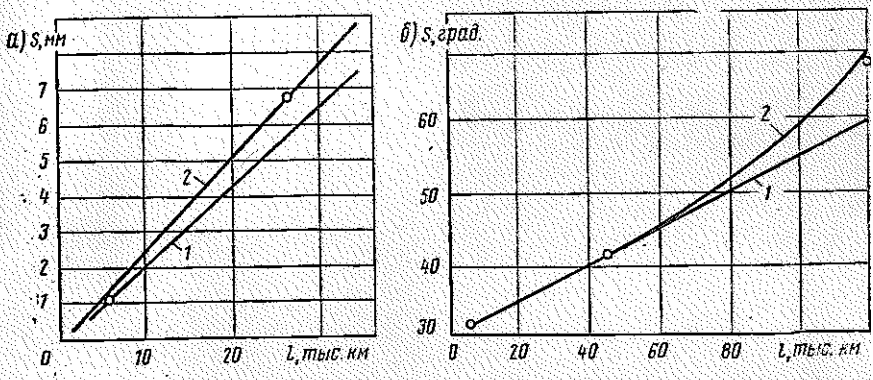


Рис. 9.1. Изменение технического состояния узлов в процессе эксплуатации автомобиля:

а — износ *S* протектора шин в зависимости от пробега *l* по результатам двух измерений; *б* — изменение зазора (люфта) в редукторе автомобиля ЗИЛ-130 в зависимости от пробега *l*: *1* — линейная зависимость; *2* — экспоненциальная зависимость

эксплуатационный показатель достигнет заданного значения. Для прогнозирования изменения технического состояния узла или агрегата необходимо знать закономерность изменения критерия состояния в зависимости от пробега автомобиля и результаты диагностирования при разных пробегах конкретного узла или агрегата.

Поскольку причиной изменения технического состояния узлов автомобиля является главным образом износ сопряжения, то и прогнозировать следовало бы износ сопряжений. Практически такое прогнозирование возможно для шин и тех узлов, в которых измерение зазора в сопряжениях можно выполнить сравнительно просто и с высокой точностью. Зазор, люфт в сопряжениях довольно просто можно измерить в системе управления (например, рулевого колеса), в редукторе заднего моста, между зубьями шестерен коробки передач, в карданных шарнирах, в шлицевых и других соединениях.

Возможность прогнозирования износа сопряжений, деталей в процессе эксплуатации автомобиля можно показать на примере износа шин. Глубина канавки нового протектора 10 мм, после пробега 5,5 тыс. км она стала 8,8 мм, износ составил 1,2 мм. При такой интенсивности изнашивания пробег автомобиля до полного износа составит значительно больше 40 тыс. км (рис. 9.1, кривая *1*). По результатам второго измерения можно скорректировать пробег автомобиля до снятия покрышки в ремонт для наложения нового протектора (кривая *2*), он несколько меньше 30 тыс. км. Ошибка прогнозирования величины пробега шины до предельного состояния может быть из-за того, что принята линейная зависимость вместо экспоненциальной.

Приведенный графический способ прогнозирования является простейшим, вполне применимым при линейной закономерности износа или изменения другого критерия технического состояния

узла в зависимости от пробега автомобиля. Аналогично прогнозируют износ тормозных накладок. Износ остальных сопряжений деталей, изменение большинства эксплуатационных показателей имеет более сложную закономерность.

Так, износ зубчатых передач в зависимости от пробега имеет экспоненциальную закономерность. Если прогнозировать изменение люфта в редукторе заднего моста, например, автомобиля ЗИЛ-130 по линейной зависимости (7.13), то будет допущена большая погрешность в определении пробега до предельного состояния редуктора. Например, суммарный зазор в сопряжениях заднего моста автомобиля ЗИЛ-130 при работе с прицепом изменяется в зависимости от пробега экспоненциально.

По данным ХАДИ предельная величина суммарного люфта по углу поворота фланца ведущей конической шестерени редуктора автомобиля ЗИЛ-130 составляет 55—65°. Если принять предельную величину люфта 60°, то по первым двум измерениям, сделанным после пробега 6 и 46 тыс. км, при линейной зависимости пробег автомобиля до замены редуктора составит 120 тыс. км, фактически при таком пробеге люфт составил 68° (см. рис. 9.1, *б*).

При простейшем аналитическом расчете можно принять за S_0 зазор при 6 тыс. км пробега; параметр b зависимости можно определить по величине зазора после 46 тыс. км пробега с начала эксплуатации или 40 тыс. км пробега после первого измерения зазора, которое было принято за S_0:

$$b = \frac{\lg S_{46} - \lg S_3}{l \lg e}; \quad b = \frac{1{,}624 - 1{,}505}{40 \cdot 0{,}434} = \frac{0{,}118}{17{,}4} = 0{,}0068.$$

При таком упрощенном расчете зазор после пробега 120 тыс. км с начала эксплуатации или 114 тыс. после первого измерения

$$S = 32e^{0{,}0068 \cdot 114l}; \quad S = 32 \cdot 2{,}17 = 69{,}2°.$$

Аналогично прогнозируют изменение технологического состояния и других агрегатов автомобиля.

Прогнозирование изменения параметров технического состояния, у которых более сложная форма закономерности, труднее. При малом изменении интенсивности изнашивания по мере износа эту закономерность принимают линейной, что иногда в практических условиях вполне допустимо. При значимой величине изменения интенсивности изнашивания на единицу износа закономерность для практического пользования записывают в виде параболы второго порядка и только последние данные используют в линейной зависимости. Эту рекомендацию легче понять на конкретном примере.

Пример. В процессе эксплуатации измеряли износ цилиндров двигателя:

Пробег, тыс. км . . .	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
Износ, мкм	45	66	90	110	120	130	140	150	160	165	170	180

Как видно, после пробега 60 тыс. км износ увеличивается практически пропорционально пробегу.

Таблица 9.1. Параметры зависимости площади разрушения на вкладышах подшипников двигателей от пробега (времени эксплуатации)

Наименование вкладышей подшипников	Площадь разрушения, приведенная к началу эксплуатации, мм², F_0	Коэффициенты	
		интенсификации b, 10^{-3} км	корреляции
Шатунные	1,415	0,3126	0,8663
Коренные	0,775	0,2447	0,582
Верхние шатунные	3793,32	0,00016	0,97254
Нижние шатунные	156,47	0,00014	0,85553

Прогнозируют техническое состояние некоторых агрегатов, узлов и сопряжений только по эксплуатационным показателям, так как измерить зазоры, люфты без разборки узла невозможно. Так, техническое состояние сопряжения кольцо — канавка поршня двигателя внутреннего сгорания оценивают по расходу масла на угар, сопряжения кольцо — гильза — по утечке газа в катер, подшипников коленчатого вала и всей совокупности сопряжений двигателя внутреннего сгорания, смазка которых производится под давлением — по изменению давления в системе смазки. Можно прогнозировать пробег автомобиля до замены деталей и из-за усталостного разрушения (выкрашивания рабочей поверхности, поломка детали). Так, площадь разрушения антифрикционного слоя в процессе эксплуатации увеличивается по экспоненциальной закономерности (табл. 9.1, рис. 9.2)

$$F = F_0 e^{bl},$$

где F_0 — площадь разрушения рабочей поверхности, приведенная к началу координат.

Как видно из приведенного, результаты эксперимента очень хорошо подтверждают экспоненциальную зависимость площади разрушения антифрикционного слоя от пробега (продолжительности работы) двигателя с этим комплектом вкладышей (коэффициент корреляции 0,97). Аналогично прогнозируют и усталостное разрушение деталей по изменению площади разрушения в сечении детали.

Таким образом, в процессе эксплуатации автомобиля можно прогнозировать величину износа

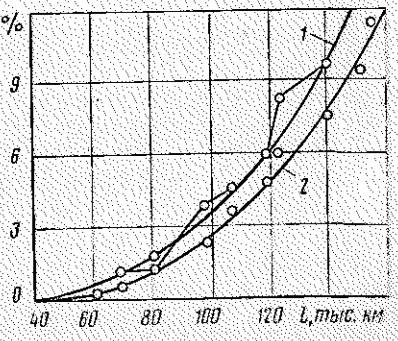


Рис. 9.2. Зависимость площади усталостного разрушения F антифрикционного слоя шатунных *1* и коренных *2* вкладышей от пробега *l* автомобилей ЗИЛ-130

или площади усталостного разрушения детали сопряжения, пробег автомобиля до замены детали по результатам анализа изменения удельных затрат на поддержание сопряжения в работоспособном состоянии.

9.2. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЗАТРАТ НА ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ

В процессе эксплуатации необходимо прогнозировать затраты на поддержание работоспособности автомобиля, в частности на запасные части. При этом необходимо планировать расход запасных частей на каждый автомобиль, парк автомобилей автотранспортного предприятия, на все автомобили управления, республики, страны.

Затраты на каждый автомобиль можно планировать при наличии данных о расходе запасных частей по каждому автомобилю в отдельности; при планировании потребности в запасных частях на весь парк автомобилей предприятия необходимо иметь данные по их расходу для конкретной модели; аналогичные данные необходимы при планировании затрат на запасные части в более крупных масштабах. Необходимо во всех случаях учитывать пробег автомобилей с начала эксплуатации. Обычно в существующих методах расчета потребности в запасных частях автомобиля пробег с начала эксплуатации не учитывают.

Наиболее велико влияние пробега с начала эксплуатации на расход запасных частей применительно к отдельному автомобилю. В условиях предприятия, где эксплуатируют старые и новые автомобили, колебание среднего пробега с начала эксплуатации может быть незначительным по годам эксплуатации. При расчете по средним величинам пробега с начала эксплуатации следует учитывать экспоненциальное увеличение затрат на запасные части в процессе эксплуатации. Ради простоты средний пробег определяют как при линейной зависимости затрат от пробега, автомобили разделяют по моделям, чтобы меньше была разница в параметрах закономерности в пределах модификации.

В практических условиях планируют на квартал, на год. Поэтому расчет затрат в зависимости от продолжительности эксплуатации в годах значительно облегчает их прогнозирование, так как на практике принято квартальное и годовое планирование. Поскольку простой автомобиля в ремонте в процессе эксплуатации экспоненциально возрастает (5.7), то аналогично будут изменяться и затраты на запасные части. Следовательно, расход запасных частей, затраты на их приобретение должны экспоненциально возрастать по мере увеличения времени эксплуатации, числа лет эксплуатации τ

$$C = C_0 e^{b\tau}, \qquad (9.1)$$

где C_0 — расход деталей, приведенный к началу эксплуатации; b — коэффициент интенсификации.

Таблица 9.2. Изменение затрат на запасные части автомобиля в процессе эксплуатации, руб.

Наименование затрат	Пробег, тыс. км									
	—10	10—20	20—30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90	90—10(
Экспериментальные данные:										
по интервалам	7,12	2,45	7,20	11,15	114,21	41,28	37,49	209,41	46,85	199,7
с начала эксплуатации	7,12	9,57	16,77	27,92	142,13	183,41	220,9	430,31	477,16	676,8
за пробег 20—60 тыс. км	—	—	7,20	18,35	132,56	173,84	—	—	—	—
Аналитические данные за пробег, тыс. км:										
0—100	7,23	12,65	21,96	38,13	66,21	114,95	199,60	346,56	601,73	1044,
0—60	5,20	10,57	21,50	43,73	88,95	180,92	—	—	—	—
20—60	—	—	7,41	23,47	74,34	235,49	—	—	—	—

Соответственно и удельные расходы на запасные части на 1000 км увеличиваются экспоненциально в любых условиях. Для группы автобусов, например, удельные расходы на запасные части на 1000 км в зависимости от срока службы составили $c=3{,}701\ e^{4{,}758}$ на городских маршрутах и $c=3{,}418\ e^{4{,}374\tau}$ руб/1000 км на внутриобластных маршрутах.

Расчет затрат на запасные части и другие цели рассчитывают при любом пробеге, продолжительности эксплуатации, не обязательно знать затраты с начала эксплуатации автомобиля. Следует просто суммировать затраты на рассматриваемый период и прогнозировать увеличение затрат относительно уже известных. Это значительно упрощает расчет, необходимо только чтобы в планируемом периоде не было капитального ремонта, планировать можно только до или после капитального ремонта при наличии первых данных по затратам для определения параметров. И еще одно замечание — не учитывать затраты в процессе приработки, эти данные следует исключить.

Итак, для упрощения расчета потребности в запасных частях можно за единицу продолжительности эксплуатации принимать время; расчет вести с любого времени использования автомобиля не обязательно с начала эксплуатации; при статистических дан

Таблица 9.3. Параметры закономерности изменения затрат на запасные части автомобиля в процессе эксплуатации

Пробег, тыс. км	Затраты, приведенные к началу координат C_0, руб.	Коэффициенты	
		интенсификации b, 10^{-3} км	корреляции
0—100	4,19530	0,05517	0,974
0—60	2,55573	0,07099	0,968
20—60	0,23314	0,11529	0,965

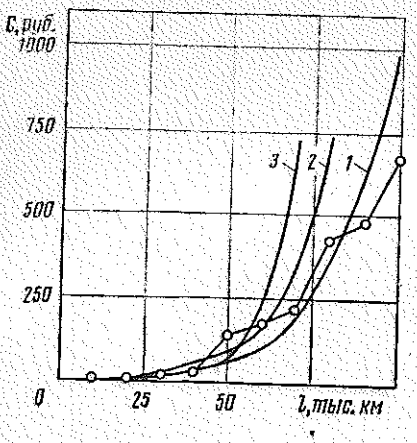


Рис. 9.3. Изменение затрат на запасные части автомобиля в процессе эксплуатации, тыс. км: *1* — 100; *2* — 60; *3* — 20—60

ных по группе автомобилей брать средние данные, чтобы расход все время рос, не снижался на некоторых этапах.

Точность прогнозирования зависит от качества данных (достоверности измерения, их количества). О возможности прогнозирования затрат на запасные части можно судить по данным табл. 9.2 и 9.3, а также рис. 9.3. Кривая *1* (рис. 9.3) характеризует изменение затрат на запасные части за пробег 100 тыс. км при регистрации затрат через каждые 10 тыс. км, кривая *2* получена по результатам обработки данных наблюдений за первые 60 тыс. км, прогнозируемые на последующий период затраты на запасные части превышают фактические почти в 2 раза. Еще больше разница между фактическим расходом и прогнозируемым при расчете на планируемый период по данным о расходе за более короткий пробег, например 20—60 тыс. км. При планировании затрат по результатам наблюдений не с начала эксплуатации, а после определенного пробега или времени работы, суммирование затрат по интервалам следует произвести, естественно, после начала наблюдений и на прогнозируемый период определять изменение затрат, а не общие затраты на запасные части с начала эксплуатации, а после определенного пробега или времени работы, суммирование затрат по интервалам следует произвести, естественно, после начала наблюдений и на прогнозируемый период определять изменения — затрат, а не общие затраты на запасные части с начала эксплуатации и прогнозируемый период. Аналогично прогнозируют затраты по времени эксплуатации.

Таким образом, прогнозирование затрат на запасные части вполне возможно при наличии данных о расходе запасных деталей за прошедший период. Полученные при этом параметры зависимости затрат от продолжительности эксплуатации позволяют определить величину параметров удельных затрат на текущий ремонт агрегатов.

9.3. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ТР АГРЕГАТОВ

Эффективность работы двигателя и других агрегатов наиболее полно можно охарактеризовать удельными технико-экономическими показателями. Обычно расчет удельных показателей агрегата в процессе эксплуатации производят делением суммарного пока-

зателя на пробег или единиц времени работы, в конце которого суммарный показатель был измерен. Так, интенсивность изнашивания при каком-то пробеге автомобиля определяют делением износа, зазора при этом пробеге на величину пробега. Поскольку начальная величина зазора неизвестна, ее не учитывают. Кривая *5* на рис. 9.4, *а* и характеризует величину интенсивности изнашивания шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания при таком способе подсчета. Удельные показатели можно определить точнее, если брать изменение параметра на определенном интервале пробега и делить его изменение на соответствующий участок пробега. И если результаты давать в конце рассматриваемого отрезка пробега, то получают кривую *4*. На рис. 9.4, *а* приведены и кривая интенсивности изнашивания *3*, параметры которой соответствуют параметрам кривой износа *2*. При определении интенсивности изнашивания делением износа на величину пробега с начала эксплуатации получают завышенные результаты, а изменение (кривая *5*) по мере увеличения пробега — противоположное фактическому (кривая *3*). Определение интенсивности изнашивания делением разницы износа на некотором пробеге на величину этого пробега (кривая *4*, рис. 9.4, *а*) дает более достоверные результаты (табл. 9.4).

Фактическую зависимость интенсивности изнашивания от пробега следует определять дифференцированием закономерности изнашивания в процессе эксплуатации. По результатам измерения зазора S при пробеге l определяют параметры S_0 и b законо-

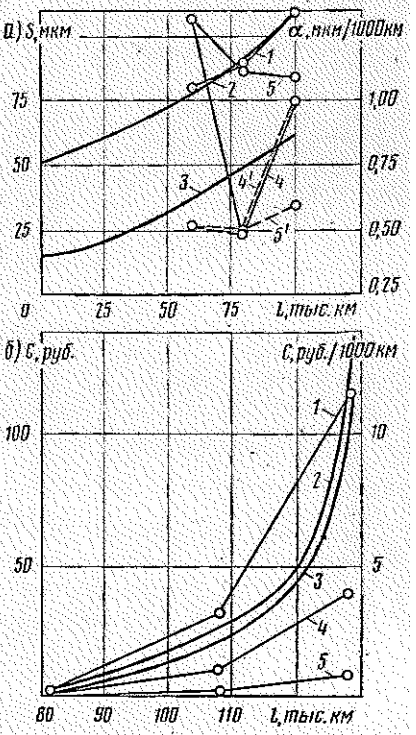


Рис. 9.4. Изменение удельных показателей технического состояния агрегата в процессе эксплуатации агрегата:

а — изменение интенсивности изнашивания шатунных подшипников в процессе эксплуатации агрегата; *1* — экспериментальная зависимость зазора в подшипниках от пробега с начала эксплуатации; *2* — аналитическая зависимость зазора от пробега; *3* — аналитическая зависимость интенсивности изнашивания подшипников от пробега с начала эксплуатации; *4* — изменение интенсивности изнашивания по интервалам пробега; *5* — экспериментальная зависимость интенсивности изнашивания от пробега с начала эксплуатации; *4'*, *5'* — соответственно интервальная и за весь период эксплуатации интенсивности изнашивания с учетом аналитически полученного начального зазора; *б* — изменение удельных затрат на поддержание работоспособности агрегата в процессе эксплуатации: *1* — экспериментальные данные по затратам в процессе эксплуатации; *2* — аналитическая зависимость затрат на поддержание работоспособности агрегата от пробега с начала эксплуатации; *3* — аналитическая зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности от пробега с начала эксплуатации; *4* — экспериментальное изменение удельных затрат по интервалам пробега; *5* — экспериментальная зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности от пробега агрегата с начала эксплуатации

Таблица 9.4. Изменение зазора в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации двигателя

Показатели	Пробег, тыс. км			
	0	60	80	100
Зазор, мм:				
эксперимент	—	80	90	110
аналитические данные	48,94	78,9	92,5	108,5
Интенсивность изнашивания, мкм/10^3 км:				
по интервалам	—	1,33	0,50	1,00
за весь пробег:				
эксперимент	—	1,33	1,125	1,10
аналитические данные	0,392	0,627	0,736	0,865

мерности изнашивания $S=S_0e^{bl}$, а затем и интенсивности изнашивания $\alpha=\frac{dS}{dl}=bS_0e^{bl}=a_0e^{bl}$, на основе приведенных на рис. 9.4, *а* (кривая *1*) данных получены параметры кривой *2* зависимости зазора S от пробега l с начала эксплуатации $S=48{,}94e^{0{,}00796l}$ мкм (коэффициент корреляции 0,989), соответственно и кривой *3* интенсивности изнашивания $\alpha=0{,}00796\cdot48{,}94\ e^{0{,}00796l}$ мкм/10^3 км; $\alpha=0{,}392e^{0{,}00796l}$ мкм/10^3 км.

Таким образом, изменение интенсивности изнашивания в процессе эксплуатации следует определять на основе параметров кривой износа.

Аналитически полученные значения интенсивности изнашивания отличаются от данных расчета делением изменения зазора на пробег за это время. Как видно из приведенного, по результатам обработки экспериментальных данных исходный зазор должен быть 49 мкм. С учетом этой величины начального зазора интенсивность изнашивания при делении износа на величину пробега за это время будет другая, чем при нулевом исходном зазоре; на рис. 9.4, *а* эти данные соединены пунктирной линией. Но и здесь видна большая разница в результатах при определении за весь период эксплуатации 5' и по интервалам 4'.

И при определении удельных затрат на поддержание работоспособности агрегата следует использовать параметры закономерности изменения суммарных затрат в процессе эксплуатации автомобиля.

В табл. 9.5 и на рис. 9.4, *б* приведены данные по затратам на поддержание работоспособности агрегата в процессе эксплуатации (кривая *1*); аналитически полученная кривая *2* довольно хорошо характеризует практически полученные данные (коэффициент корреляции 0,99325) $C=0{,}00308\ e^{0{,}08332l}$ руб.

Изменение удельных затрат в процессе эксплуатации можно получить на основе данных о суммарных затратах. Кривая *4* на рис. 9.4, *б* характеризует удельные, в данном случае, затраты по

Таблица 9.5. Затраты на поддержание работоспособности агрегата в процессе эксплуатации

Показатели	Пробег, тыс. км			
	0	82,1	108,3	128,3
Суммарные затраты с начала эксплуатации, руб:				
эксперимент	—	2,58	33,20	117,04
аналитические данные	0,00308	2,887	25,614	135,588
Удельные затраты, руб/10^3, км:				
эксперимент:				
по интервалам	—	0,032	1,15	4,92
с начала эксплуатации	—	0,032	0,31	0,92
аналитические данные с начала эксплуатации	0,000256	0,252	2,14	11,28

интервалам, полученные путем деления разницы в затратах за пробег интервала на величину этого пробега, отнесенные к концу интервала. Кривая *5* — тоже удельные затраты при соответствующем пробеге с начала эксплуатации, полученные делением суммарных затрат на пробег с начала эксплуатации.

Зависимость удельных затрат c от пробега l с начала эксплуатации $c=c_0e^{bl}$, параметры которой аналогичны соответствующим параметрам зависимости *2* затрат на поддержание работоспособности ($c_0=bC_0$ или в общем виде $c=bC$), представлена кривой *3*.

Как видно из рис. 9.4, *б*, удельные затраты, подсчитанные делением суммарных затрат на пробег с начала эксплуатации (кривая *5*), получаются заниженными; удельные затраты интервальные, отнесенные к концу интервала (кривая *4*), хоть и меньше, но тоже заниженные.

Аналогично по удельным затратам на запасные части. Их можно определить при известных затратах C за интервал пробега $c=\frac{c}{l}$ за пробег l с начала эксплуатации или аналитически (дифференцированием) $c=\frac{dC}{dl}$.

Результаты расчета удельных затрат перечисленными способами приведены в табл. 9.6. и на рис. 9.5. Аналитические значения удельных затрат получены дифференцированием зависимости затрат на запасные части C от пробега с начала эксплуатации автомобиля. Параметры зависимости $C=C_0e^{bl}$ получены по данным второй строки табл. 9.6: $C_0=4{,}19530$, $b=0{,}05517$ (коэффициент корреляции 0,97417). Следовательно, удельные затраты на запасные части в процессе эксплуатации

$$c=\frac{dC}{dl}=bC_0e^{bl}=c_0e^{bl}.$$

Таблица 9.6. Затраты на запасные части в процессе эксплуатации автомобиля

Наименование затрат	Пробег, тыс. км									
	0—10	10—20	20—30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90	90—100
Затраты, руб:										
по интервалам за пробег с начала эксплуатации:	7,12	2,45	7,20	11,15	114,21	41,28	37,49	209,41	46,85	199,73
эксперимент	7,12	9,57	16,77	27,92	142,13	183,41	220,90	430,31	477,16	679,89
аналитические данные	7,28	12,65	21,96	38,13	66,21	114,95	199,59	346,56	601,73	1044,79
Удельные затраты, руб/10^3 км:										
по интервалам за пробег с начала эксплуатации:	0,71	0,24	0,72	1,11	11,42	4,13	3,75	20,94	4,68	19,97
эксперимент	0,71	0,48	0,56	0,70	2,84	3,05	3,16	5,37	5,30	6,8
аналитические данные	0,40	0,66	1,21	2,10	3,64	6,30	11,0	19,2	33,0	57,6

$\times$ 4,19530 $e^{0,05517t}$ = 0,23 $e^{0,05517t}$
$\times$ 4,19530$e^{0,05517t}$ = 0,231$e^{0,05517t}$

руб/10^3 км. На рис. 9.5 эти данные представлены графически. Как видно (кривая *4*), расчет удельных затрат делением суммарных затрат на пробег с начала эксплуатации за это время дает очень заниженные значения. Что же касается удельных затрат за каждый интервал (кривая *1*), то они изменяются в очень широких пределах из-за колебаний затрат по интервалам; по величине они, конечно, больше взятых за пробег с начала эксплуатации. Аналитические значения (кривая *3*) мало отличаются от экспериментальных интервальных и с начала эксплуатации в первый период эксплуатации, а в конце все же ближе к интервальным экспериментальным данным. Следует ли оговаривать, что интервальные удельные затраты и полученные на их основе аналитические, имели бы незначительную разницу при малых колебаниях интервальных данных. Причину разницы в определении удельных затрат в процессе эксплуатации, за пробег с начала эксплуатации наиболее просто понять из графиков рис. 9.6 суммарных затрат. Так, при пробеге с начала эксплуатации 80 тыс. км удельные затраты, полученные делением затрат за этот пробег на его величину, в 4 раза ниже аналитически определенного: тангенс угла наклона касательной *2* в этой точке кривой суммарных затрат (при пробеге 80 тыс. км) примерно в 4 раза больше тангенса угла наклона прямой *1* от начала координат до величины затрат после пробега 80 тыс. км. Колебания удельных величин соседних интервалов меньше при большей величине интервала. Если брать удельные затраты по интервалам не за 10, а за 20 тыс. км при прежней аналитической зависимости (табл. 9.6):

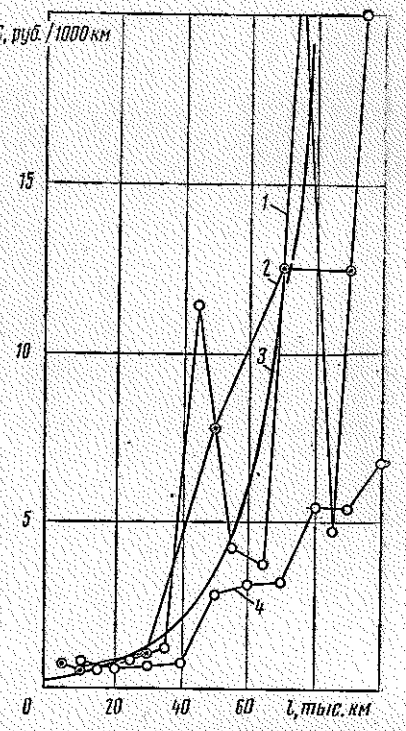


Рис. 9.5. Изменение удельных затрат на запасные части в процессе эксплуатации автомобиля:

1 — экспериментальные удельные затраты на запасные части по интервалам 10 тыс. км в процессе эксплуатации автомобиля; *2* — то же, по интервалам 20 тыс. км; *3* — аналитическая зависимость удельных затрат на запасные части от пробега автомобиля с начала эксплуатации по параметрам суммарных затрат; *4* — экспериментальная зависимость удельных затрат на запасные части от пробега автомобиля с начала эксплуатации

Пробег, тыс. км	0—20	20—40	40—60	60—80	80—100
Затраты по интервалам, руб.	9,57	18,35	155,49	246,90	246,58
Удельные затраты по интервалам, руб/10^3, км	0,48	0,92	7,77	12,35	12,33

Как видно из сравнения с данными табл. 9.6 (кривых *1* и *2*, рис. 9.5), колебание удельных затрат по соседним интервалам составляет от 3 до 11 крат (кривая *1*), а после укрупнения интервалов до 20 тыс. км (кривая *2*) — до 7 крат, удельные затраты в укрупненных интервалах в начале эксплуатации ближе к аналитической зависимости *3*.

И еще один пример по определению удельного показателя — трудоемкости ТР двигателя в процессе эксплуатации автомобиля. Исходные данные и результаты расчета изменения трудоемкости по мере эксплуатации приведены в табл. 9.7 и рис. 9.7. Из рис. 9.7 видно, что трудоемкость за пробег 90 тыс. км и после изменяются по разному.

Параметр b экспоненциальной зависимости трудоемкости текущего ремонта от пробега с начала эксплуатации 90 тыс. км составляет 0,04197, коэффициент корреляции 0,965; после пробега 90 тыс. км $b=0{,}00511$, коэффициент корреляции $r=0{,}99773$ (приведенная к началу координат трудоемкость составила 28,563 чел-ч).

Удельная трудоемкость текущего ремонта составит $\tau = 0{,}04197 \cdot 1{,}509\, e^{0{,}04197l}$ и $\tau = 0{,}00511 \cdot 28{,}56360\, e^{0{,}00511l}$ чел-ч соответственно при пробеге с начала эксплуатации 90 тыс. км. и 90—120 тыс. км, после пробега 90 тыс. км затраты возрастают более плавно.

Таким образом, из приведенных примеров можно сделать вывод, что удельные показатели следует определять по параметрам изменения суммарной величины показателя (износа, затрат и других показателей) в процессе эксплуатации. Такая методика определения удельных показателей наиболее достоверно характеризует изменение удельных показателей в процессе эксплуатации агрегата автомобиля.

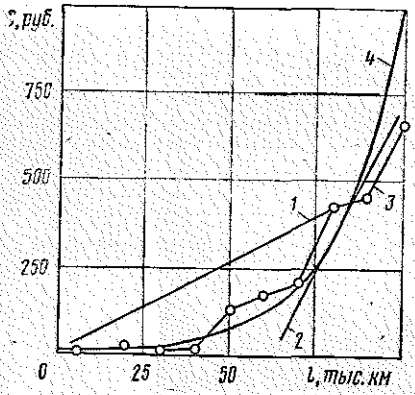


Рис. 9.6. Определение удельных затрат на запасные части в процессе эксплуатации автомобиля по величине тангенса угла наклона прямой:

1 — по экспериментальным данным; *2* — касательной к кривой аналитической зависимости затрат на запасные части от пробега с начала эксплуатации; *3* — экспериментальные данные затрат на запасные части в процессе эксплуатации; *4* — аналитическая зависимость затрат на запасные части от пробега

9.4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРОБЕГА АВТОМОБИЛЯ ДО ТР АГРЕГАТА

Прогнозирование потребности агрегата в текущем ремонте производят главным образом по экономическому критерию. Замену агрегата, узла, детали производят при минимальных суммарных удельных затратах c_a на приобретение и поддержание c_p работоспособности $c_\Sigma = c_a + c_p$. Удельные затраты

Таблица 9.7. Трудоемкость ТР двигателя в процессе эксплуатации

Показатели	Пробег, тыс. км					
	0—10	10—20	20—30	30—40	40—50	50—60
Суммарная трудоемкость, чел-ч:						
эксперимент	1,6	2,7	6,9	8,6	19,8	26,5
аналитические данные	2,29	3,49	5,32	8,09	12,31	18,73

Продолжение

Показатели	Пробег, тыс. км					
	60—70	70—80	80—90	90—100	100—110	110—120
Суммарная трудоемкость, чел-ч:						
эксперимент	29,5	36,1	45,3	47,7	49,8	52,95
аналитические данные	28,50	43,36	65,25	47,62	50,12	52,75

на приобретение зависят от стоимости агрегата $C_а$ и его пробега l после установки на автомобиль $c_а = C_а/l$.

Удельные затраты на поддержание работоспособности $c_р$ зависят от стоимости $C_д$ заменяемых деталей, узлов, величины заработной платы $C_з$ рабочим за установку, убытка $C_п$ от простоя автомобиля и пробега с начала эксплуатации

$$c_р = (C_д + C_з + C_п)/l.$$

При расчете удельных затрат на поддержание работоспособности при пробеге l автомобиля с начала эксплуатации суммируют стоимость всех замененных за это время деталей, зарплату рабочих за установку всех этих деталей и убытки от простоя автомобиля при замене отказавших деталей или узлов.

По удельным затратам определяют экономически обоснованный пробег автомобиля до замены дорогостоящей детали, узла, агрегата и постановки автомобиля в капитальный ремонт. Например,

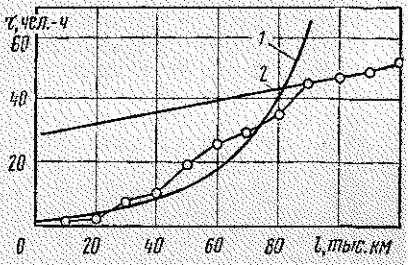


Рис. 9.7. Зависимость трудоемкости ГР двигателя от пробега автомобиля с начала эксплуатации:
1 — до ремонта; *2* — после ремонта

Таблица 9.8. Затраты на поддержание работоспособности заднего моста в процессе эксплуатации автомобиля ЗИЛ-130В1

Пробег, тыс. км	Наименование замененной детали, узла	Трудоемкость, чел.-ч	Стоимость запасных частей, руб.	Зарплата, руб.	Простой, руб.	Всего, руб.
82,1	Сальник ведущей конической шестерни редуктора	1,2	0,42	0,60	1,56	2,58
108,3	Ведущая цилиндрическая шестерня и подшипник	3,02	25,2	1,5	3,92	30,62
128,3	Редуктор	2,12	80,00	1,05	2,75	83,84

в процессе эксплуатации автомобиля ЗИЛ-130В1 затраты на поддержание работоспособности заднего моста значительно выросли (табл. 9.8).

Необходимо определить для этого автомобиля оптимальный пробег до замены редуктора на основе анализа удельных затрат в процессе эксплуатации редуктора. Затраты на поддержание работоспособности редуктора составили при пробеге 82,1 тыс. км 2,58 руб., при пробеге 108,3 тыс. км 30,62+2,58 руб.

При последующей замене затраты увеличатся по зависимости

$$c = c_0 e^{bl}.$$

Значения параметров этой зависимости в практических условиях можно определить довольно просто: за C_0 принять затраты при первой замене (в данном случае 2,58 руб.), параметр b можно определить с учетом затрат C_2 при втором ТР редуктора.

Зависимость $C_2 = C_1 e^{bl}$ можно преобразовать: $C_2/C_1 = e^{bl}$, тогда

$$\lg (C_2/C_1) = bl \lg e; \qquad b = \frac{\lg (C_2/C_1)}{(l_2 - l_1) \lg e},$$

где C_2, C_1 — затраты при второй и первой заменах деталей; l_2, l_1 — пробег с начала эксплуатации при второй и первой заменах.

Пробег $l = l_2 - l_1 = 108{,}3 - 82{,}1 = 26{,}2$ тыс. км;

$$b = \frac{\lg 33{,}2/2{,}58}{26{,}2 \cdot 0{,}434} = \lg \frac{12{,}87}{26{,}2 \cdot 0{,}434} = \frac{1{,}10958}{1{,}4} = 0{,}09731/10^3 \text{ км}.$$

При этих значениях параметров затраты на поддержание работоспособности редуктора после пробега, например, 130 тыс. км с начала эксплуатации (48 тыс. км после первого ТР), $C_{130} = 2{,}58\, e^{0{,}0973 \cdot 48} = 2{,}58 \cdot 107 = 286$ руб.

Удельные затраты соответственно $c = 0{,}0973 \cdot 2{,}58\, e^{0{,}0973l} = 0{,}251\, e^{0{,}0973l}$ руб/1000 км.

Таким образом, удельные затраты на приобретение, поддержание работоспособности редуктора и суммарные составят:

Пробег, тыс. км	82,1	108,3	130
Удельные затраты, руб/1000 км:			
на приобретение (стоимость 80 руб.)	0,976	0,740	0,615
на поддержание работоспособности	0,251	3,20	27,8
суммарные	1,227	3,940	28,415

Пробег, при котором суммарные удельные затраты минимальны, можно определить графически, он должен быть $82<l<108$ тыс. км. Кроме графического способа, пробег можно уточнить способом попыток.

После пробега 108,3 тыс. км следовало заменить не только ведущую цилиндрическую шестерню и подшипник, а весь редуктор в сборе. На АТП в это время не оказалось в наличии редуктора, пришлось заменить только перечисленные детали. Если же редуктор на складе был, а заменили только шестерню цилиндрическую ведущую и подшипник, то за последующее время работы редуктора (пробег с начала эксплуатации составил 128,3 тыс. км) АТП понесло убытки по этому автомобилю.

При более точной оценке параметров зависимости изменения диагностирующего параметра от пробега автомобиля, при прогнозировании пробега до текущего ремонта используют общеизвестный способ наименьших квадратов.

Прогнозирование позволяет полнее использовать каждое сопряжение, точнее планировать расход запасных деталей и объем текущего ремонта. При более активной форме прогнозирования по результатам анализа разницы прогнозированной величины параметра и фактической можно установить причину отклонения и использовать для снижения затрат на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии.

Таким образом, прогнозирование удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в процессе эксплуатации вполне возможно при наличии:

зависимости удельных затрат от технического состояния агрегата;

закономерности изменения по мере пробега автомобиля технического состояния деталей основных сопряжений агрегата, эксплуатационных материалов, эксплуатационных показателей;

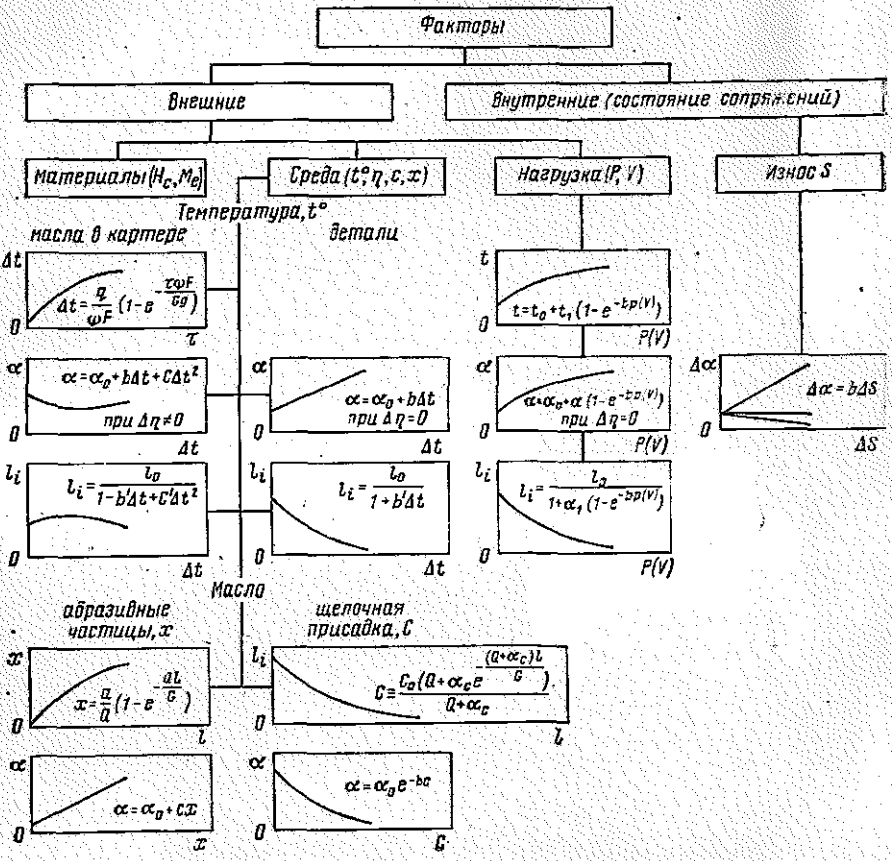
способов определения технического состояния агрегата;

методики прогнозирования изменения удельных затрат, определения точности прогнозирования величины параметра, удельных затрат.

Это позволит следить за изменением удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля и обеспечить их оптимальный уровень в заданных эксплуатационных условиях.

В дальнейшем необходимо упростить методику и повысить точность определения технического состояния агрегатов автомобиля, автоматизировать получение и хранение информации о техническом состоянии агрегатов, выдачу результатов прогнозирования удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля в заданных эксплуатационных условиях.

ОСНОВНЫЕ ГРУППЫ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ



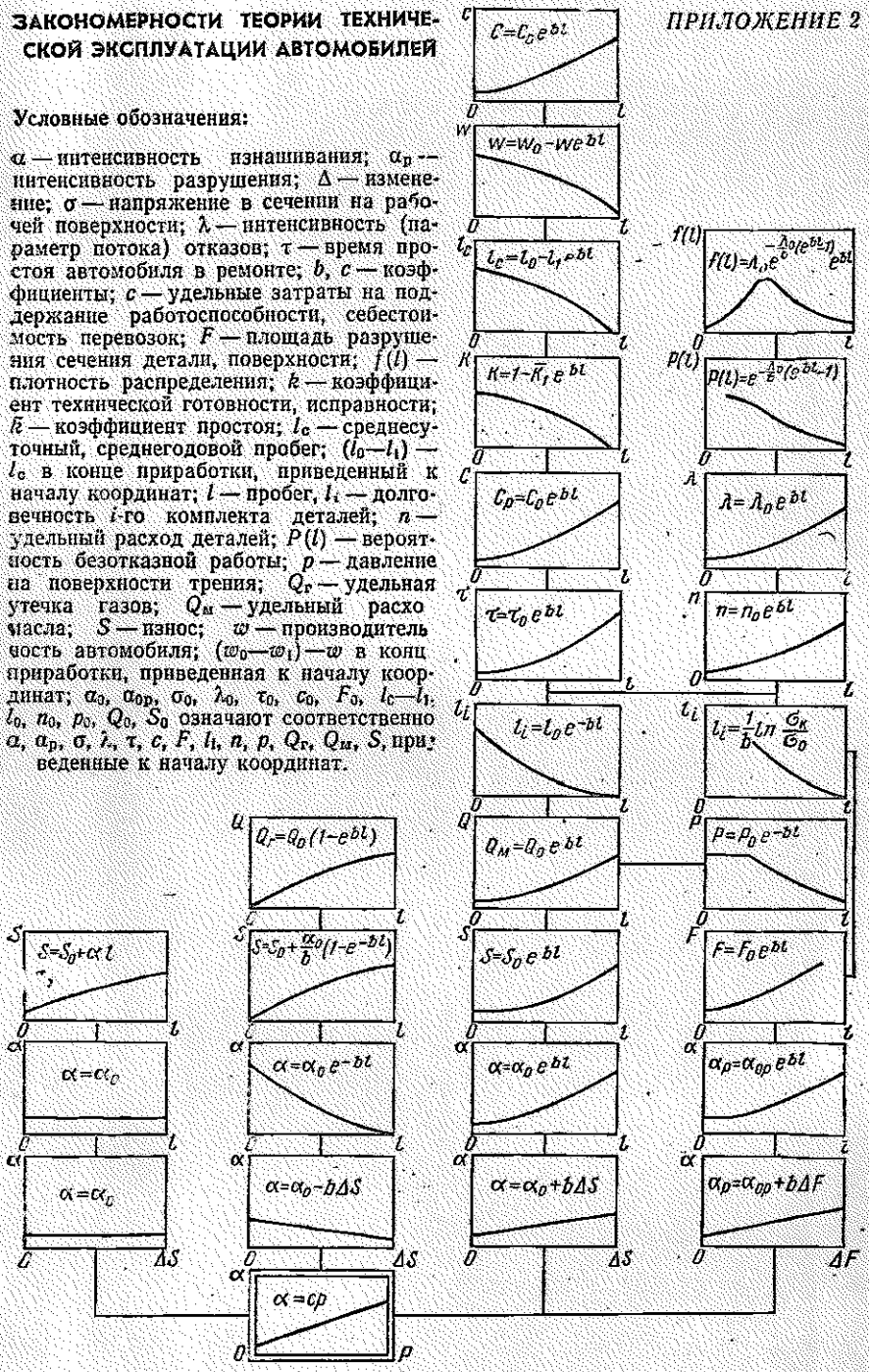
Условные обозначения:

α — интенсивность изнашивания; α_0 — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу координат; α_c — интенсивность изменения щелочности; Δ — изменение; η — вязкость масла; τ — время; ψ — коэффициент теплоотдачи; a — интенсивность загрязнения масла; b, b' — коэффициенты, c — щелочность, коэффициент; c_0 — исходная щелочность; $c_д$ — теплоемкость узла, агрегата; F — площадь охлаждения; G — емкость масляной системы; H_c — твердость материала; l — пробег; l_0 — долговечность при исходных условиях работы; l_i — долговечность; M_e — физико-химические свойства материала; p — давление на поверхности; Q — расход масла; q — теплопроизводительность подогревателя; S — износ; t — температура; v — скорость относительного перемещения; x — содержание абразивных частиц

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТЕОРИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Условные обозначения:

α — интенсивность изнашивания; $\alpha_р$ — интенсивность разрушения; Δ — изменение; σ — напряжение в сечении на рабочей поверхности; λ — интенсивность (параметр потока) отказов; τ — время простоя автомобиля в ремонте; b, c — коэффициенты; c — удельные затраты на поддержание работоспособности, себестоимость перевозок; F — площадь разрушения сечения детали, поверхности; $f(l)$ — плотность распределения; k — коэффициент технической готовности, исправности; $\bar{k}$ — коэффициент простоя; $l_с$ — среднесуточный, среднегодовой пробег; $(l_0—l_1)$ — $l_с$ в конце приработки, приведенный к началу координат; l — пробег, l_i — долговечность i-го комплекта деталей; n — удельный расход деталей; $P(l)$ — вероятность безотказной работы; p — давление на поверхности трения; $Q_г$ — удельная утечка газов; $Q_м$ — удельный расход масла; S — износ; ω — производительность автомобиля; $(\omega_0—\omega_1)—\omega$ в конце приработки, приведенная к началу координат; α_0, $\alpha_{0р}$, σ_0, λ_0, τ_0, c_0, F_0, $l_с—l_1$, l_0, n_0, p_0, Q_0, S_0 означают соответственно α, $\alpha_р$, σ, λ, τ, c, F, l_i, n, p, $Q_г$, $Q_м$, S, приведенные к началу координат.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Программа Коммунистической партии Советского Союза.— М.: Политиздат, 1974. 144 с.

Авдонькин Ф. Н. Текущий ремонт автомобилей.— М.: Транспорт, 1978. 269 с.

Авдонькин Ф. Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей.— Саратов: изд-во СГУ, 1981. 288 с.

Аринин И. Н. Диагностирование технического состояния автомобилей.— М.: Транспорт, 1978. 176 с.

Великанов Д. П., Сорокин Д. П. Проблемы автомобилизации.— М.: Знание, 1976. 64 с.

Венцель С. В. Применение смазочных масел в автомобильных и тракторных двигателях.— М.: Химия, 1969. 288 с.

Говорущенко Н. Я. Техническая эксплуатация автомобилей.— Киев: Вища школа, 1983, 312 с.

Гурвич И. Б. Износ и долговечность двигателей.— Горький, Волго-Вятское книжное изд-во, 1979. 176 с.

Григорьев М. А., Бунаков Б. М. Смазка и надежность автомобильных двигателей.— М.: НИИнавтопром, 1975. 136 с.

Закин Я. Х., Рашидов Н. Р. Основы научного исследования.— Ташкент: Укитувчи, 1979. 184 с.

Запорожцев А. В., Кленников Е. В. Износ шин и работа автомобиля.— М.: НИИнавтопром, 1971. 52 с.

Исаева Л. С. Оптимальные сроки службы автомобилей.— М.: Транспорт, 1976. 56 с.

Иванов В., Прокопьев В., Крамаренко Г. О сроках службы подшипников коленчатых валов двигателей ЗИЛ-130.— Автомобильный транспорт, 1972, № 9, с. 25—26.

Крагельский И. В. Трение и износ.— М.: Машиностроение, 1968. 480 с.

Кузнецов Е. С. Управление технической эксплуатацией автомобилей.— М.: Транспорт, 1982. 224 с.

Луйк И. А. Теоретические основы планирования технической эксплуатации машинного парка. Киев, издательское объединение «Вища школа», 1976. 144 с.

Мирошников Л. В., Болдин А. П., Пал В. И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях.— М.: Транспорт, 1977. 263 с.

Морозов Г. А., Арциомов О. М. Очистка масел в дизелях.— Л.: Машиностроение, 1971. 192 с.

Николаев В. А. Безгаражное хранение автомобилей.— М.: Высшая школа, 1973. 84 с.

Поверхностная прочность материалов при трении/Под ред. Б. И. Костецкого.— Киев, Техника, 1969. 296 с.

Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта.— М.: Транспорт, 1972. 56 с.

Проников А. С. Надежность машин.— М.: Машиностроение, 1973. 591 с.

Сергеев А. Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей.— М.: Транспорт, 1980. 188 с.

Серенсен С. В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению.— М.: Атомиздат, 1975. 192 с.

Серов А. В. Диагностика и управление состоянием системы.— М.: Знание, 1974. 50 с.

Техническая эксплуатация автомобилей/Под ред. Г. В. Крамаренко.— М.: Транспорт, 1983. 488 с.

Трапезников В. А. Вопросы управления экономическими системами.— Автоматика и телемеханика. 1969, № 1, с. 5—24.

Хрущов М. М., Бабичев М. А. Исследование изнашивания металлов.— М.: изд-во АН СССР, 1960. 352 с.

Шенк Х. Теория инженерного эксперимента.— М.: Мир, 1972, 381 с.

Шумик С. В. Основы технической эксплуатации автомобилей.— Минск: Вышейшая школа, 1981. 286 с.

Абразивность покрытия 26

Бит 176

Вероятность отказа 92
Виды изнашивания 6
Виды трения 76
Вспомогательные средства для пуска ДВС 66

Дефекты кристаллической решетки 33, 34
Дисперсия 149
Диагностирование 171: автомобиля 174, двигателя 185—189, переднего моста 184, рулевого управления 183, тормозной системы 182, сцепления 174, карданного вала 174
Диагностический параметр 171
Диаграмма растяжения 36
Дислокация 33
Долговечность 40
Деформация 36
Доверительные: вероятность 149, интервал 149, область 166
Долом 38
Достоверность диагностирования 178

Зависимость от пробега: давления масла 105, расхода масла ДВС 102, утечки газов в картер 103
Загрязнение масла 75
Закон Гука 36
Загущенное масло 62
Закон распределения случайных величин износа динамически нагруженных сопряжений 93
Закономерность изменения: интенсивности простоя 110, коэффициента технической готовности 110, среднесуточного, годового пробега, производительности 111
Закономерность усталостного разрушения 42
Закономерность изменения удельных затрат на: поддержание работоспособности 106, трансмиссии 120
Запас вязкости температурный 38
Защита электрохимическая 55

Изнашивание 6, 15: допустимое 6, 8, недопустимое 6, 9, абразивное 9, 10, 25, окислительное 8, повреждаемость 6, 25, механическое 6, механохимическое 9, 11, 13, 24, 82, коррозионно-механическое 6, под действием электрического тока 6, схватыванием I и II рода 10, усталостное разрушение 11
Износ 76
Износостойкость 81
Ингибиторы 55
Интенсивность: изнашивания 15, отказов 92, разрушения 41, 42, расхода щелочности 73

Контроль технический 171
Коэффициенты: вариации 149, интенсификации изнашивания 83, 85, диффузии 34, качества масла 70, корреляции 157, корреляционного отношения 157, отфильтровывания 75, прогрессивности вложений 127, Стьюдента 150, трансформации 177, трения 77, 78
Коррозия: контактная 53, металлов 51, под напряжением 54, фреттинг-коррозия 54, химическая 53, щелевая 54
Кривая: выносливости 41, повреждаемости 40
Кривая износа: динамически нагруженных сопряжений 85, саморазгружающихся 89
Критические: нагрузка 17, объемность 37, размер сечения 37, температура 22, 30, 37, 38
Критерий предельного состояния деталей: агрегатов трансмиссии 119, 124, вкладышей подшипников 114, гильз 119, коленчатого вала 115, 116, 18, поршневых колец 118, технический 113, экономический 114, 142
Критерий: Пирсона 152, Стьюдента 154

Масло: загрязненное 75, загущенное 62
Метод прогнозирования физический 140, 141
Методика разработки режима ТО 134
Механика разрушения 38
Микрорезание 9
Моделирование 60, 142: статистическое/Монте-Карло/60, 143, математическое 60, 143, 144

Отказ: внезапный 5, постепенный 5
Ошибка: первого рода 178, 180, второго рода 178, 180
Операция технологическая при ТО 135, 137
Оценка параметра 156
Определение параметров: линейной зависимости 160, параболической 163, погрешности 256

Параметры: выходные 171, диагностические 171, 173, структурные 171
Параметры диагностические: зависимые 172, независимые 172, общие 172
Параметры распределения: средняя величина 148, среднее квадратическое отклонение 148
Переход технологический 135
Пластичность 36
Площадь разрушения 42
Поверхностно-активные вещества 13
Повреждение тепловое 25
Покрытия защитные 56
Погрешность 145: абсолютная 146, относительная 146, коэффициента корреляции 158, параметров зависимости 164, систематическая 146, случайная 146
Пластическая деформация 36
Показатели технико-экономические: автомобиля 109, ДВС 101
Предел: выносливости 40, прочности 36, текучести 36
Прибор для проверки параллельности: шеек коленчатого вала 131, шейки и вкладыша 131
Прибор для измерения зазора в: подшипниках 190, сопряжении втулка верхней головки шатуна-поршневой палец 190
Приработка 17, 84
Присадка 13
Пробег автомобиля до ремонта агрегата 100
Прогноз 139
Прогнозирование износа и разрушения: вкладыша из-за усталости 195, деталей 192, зубчатых передач 194, шин 193
Прогнозирование: затрат на запасные части 196, удельных затрат на текущий ремонт 198, пробега до текущего ремонта 204, усталостных разрушений 195
Пусковые качества: бензина 64, ДВС 61
Процесс 33: механического разрушения 33, разрушения поворотных кулаков 58, рам 59, технического обслуживания 135, установившийся 32

Размерная цепь 128
Режим: установившийся 32, ТО 135
Релаксация 24

Себестоимость перевозок 109, 112
Смятие 11
Сопряжения: динамически нагруженные 84,
саморазгружающиеся 85
Сопротивление разрыву 36
Спектральный анализ масла 191
Способ наименьших квадратов 159
Средства для пуска ДВС 66
Структурный параметр 171
Старение 34
Степень свободы 153
Структурная приспособляемость 12
Структура вторичная 7
Срок службы масла 73
Схождение колес 184

Технический контроль 171
Текущий ремонт 126
Теоретические основы 60: технической эксплуатации 3, информации 175
Теплопроизводительность 67
Технология 134
Технологические: процесс 134, погрешность 127, уровень 127
Трение 76
Точность: измерения 177, средств измерения 177
Тепловой баланс 20

Угар масла 72
Удельные: затраты 106, показатель 198, простой 110, расход запасных частей 120
Управление работоспособностью 140
Уравнение: регрессионное, корреляционное 143
Уровень технологии 127
Условия эксплуатации 138
Установившиеся условия работы 32
Усталость 49: адсорбционная 49, коррозионная

Фондовооруженность 126

Характеристика пластичности 36
Хрупкое разрушение 42

Число измерений 152

Щелочность масла 69

Электроэрозионное разрушение 56
Эрозионное разрушение 56
Эрозия: газо-, гидроабразивная 56, кавитационная 56, абразивная 56, электрическая 56
Эллипсность 146
Энтропия 175

Овсильная поверхность 10

ОГЛАВЛЕНИЕ

От автора 3

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Глава 1. Изнашивание деталей 6
1.1. Механизм изнашивания металлических деталей 6
1.2. Механизм изнашивания резиновых деталей 23

Глава 2. Элементы механики разрушения деталей 33

2.1. Понятие о процессе усталостного разрушения деталей 33
2.2. Коррозионное и эрозионное разрушение деталей автомобилей 51
2.3. Разрушение деталей в процессе эксплуатации 58

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Глава 3. Влияние среды на интенсивность изменения технического состояния автомобиля 61

3.1. Влияние температуры окружающего воздуха на пусковые качества двигателя 61
3.2. Влияние качества масла на интенсивность изнашивания деталей 68

Глава 4. Теоретические основы изменения технического состояния автомобилей при их эксплуатации в установившихся условиях работы 76

4.1. Понятие о трении 76
4.2. Зависимость интенсивности изнашивания деталей от давления на поверхности трения 80
4.3. Изменение интенсивности изнашивания сопряжений в процессе эксплуатации автомобиля при установившихся условиях работы 83

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Глава 5. Закономерности изменения удельных затрат на поддержание работоспособности агрегатов в процессе эксплуатации автомобилей 96

5.1. Закономерности изменения удельных затрат на поддержание работоспособности трансмиссии 96
5.2. Влияние износа агрегатов на технико-экономические показатели автомобиля 101
5.3. Критерий предельного состояния деталей, агрегатов 113

Глава 6. Пути снижения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобилей в процессе их эксплуатации . . . 126

6.1. Влияние уровня технологии и фондовооруженности на затраты по поддержанию работоспособности автомобиля 126
6.2. Система ТО и ремонта автомобилей 134

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЗАТРАТ НА ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСТАНОВИВШИХСЯ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Глава 7. Последовательность этапов прогнозирования 139

7.1. Выбор метода прогнозирования 139
7.2. Математическое моделирование 142
7.3. Определение необходимого числа данных 145
7.4. Статистический анализ данных 152
7.5. Определение зависимости и ее параметров 156

Глава 8. Определение технического состояния агрегатов 170

8.1. Способы оценки изменения технического состояния агрегатов . 170
8.2. Экономическая эффективность диагностирования технического состояния автомобиля 176
8.3. Определение технического состояния системы управления автомобилем 182
8.4. Диагностирование технического состояния двигателя 185

Глава 9. Прогнозирование потребности автомобиля в ТР агрегата . . . 192

9.1. Прогнозирование износа и разрушения деталей сопряжения . . 192
9.2. Прогнозирование затрат на запасные части 196
9.3. Прогнозирование удельных затрат на ТР агрегатов 198
9.4. Прогнозирование пробега автомобиля до ТР агрегата 204

Приложения 208

Список литературы 210

Предметный указатель 212

ФЕДОР НИКОЛАЕВИЧ АВДОНЬКИН

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Предметный указатель составил
Ф. Н. Авдонькин
Переплет художника *О. С. Шанецкого*
Технический редактор *Л. Г. Дягилева*
Корректор-вычитчик *С. Б. Назарова*
Корректор *В. Я. Кинаревская*

ИБ № 2911

Сдано в набор 18.12.84. Подписано в печать 21.02.85. Т-23493. Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 13,5. Усл. кр.-отт. 13,5. Уч.-изд. л. 15,97. Тираж 25 000 экз. Заказ 1143. Цена 95 коп. Изд. № 1—1—1/14 № 2437

Ордена «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ», 103064, Москва, Басманный туп., 6а

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 7.