

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

А. Н. ГОЦ

КОНСТРУИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ.
РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Учебное пособие



Владимир 2021

УДК 621.43-233.132

ББК 34.442

Г74

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
профессор кафедры энергоустановок для транспорта и малой энергетики
Московского политехнического университета (Московский политех)
В. М. Фомин

Доктор технических наук
профессор кафедры автомобильного транспорта
Южно-Уральского государственного университета
К. В. Гаврилов

Доктор технических наук, доцент
специалист по сертификации Камешковского механического завода
А. Р. Кульчицкий

Гоц, А. Н.

Г74

КОНСТРУИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Порядок проектирования. Расчет коленчатого вала : учеб. пособие / А. Н. Гоц ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2021. – 172 с.
ISBN 978-5-9984-1125-0

Изложен порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей: составление технического задания, проведение опытно-конструкторской работы, разработка конструкторского проекта, испытание и выпуск опытной партии. Проанализированы расчетные режимы, а также методы расчета основных деталей.

Предназначено для студентов очной формы обучения направления подготовки 13.03.03 – Энергетическое машиностроение.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3++.

Табл. 22. Ил. 53. Библиогр.: 36 назв.

УДК 621.43-233.132

ББК 34.442

ISBN 978-5-9984-1125-0

© ВлГУ, 2021

© Гоц А. Н., 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	7
1.1. Основные положения	7
1.2. Выбор типа и основных размеров двигателя.....	11
1.3. Составление эскизного проекта, предварительные расчеты и компоновка двигателя.....	13
1.4. Конструктивная разработка узлов и деталей двигателя	16
1.5. Изготовление рабочих чертежей, подготовка конструкции к производству	18
1.6. Выпуск опытных образцов, их испытание, доработка конструкции двигателя	19
1.7. Подготовка и освоение производства (постановка на производство) двигателей.....	22
1.8. Автоматизация конструкторского и технологического проектирования двигателя.....	23
Глава 2. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ К РАСЧЕТУ ЦИКЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	28
2.1. Расчетные режимы работы двигателя	28
2.2. Расчет цикла поршневого двигателя по методу Гриневецкого – Мазинга.....	32
Глава 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНИХ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	40
3.1. Основные понятия	40
3.2. Использование безразмерных координат при аппроксимации показателей ВСХ.....	43
3.3. Пример моделирования ВСХ дизеля	50
3.4. Моделирование ВСХ бензинового двигателя	54
3.5. Рекомендуемый порядок моделирования ВСХ.....	61

Глава 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ...	64
4.1. Основные понятия	64
4.2. Аппроксимация показателей регуляторной характеристики	66
4.3. Пример моделирования регуляторной характеристики	73
Глава 5. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ.....	76
5.1. Основные понятия	76
5.2. Расчеты на прочность при одноосном напряженном состоянии и чистом сдвиге (кручении).....	88
5.3. Определения коэффициента запаса при сложном напряженном состоянии	96
Глава 6. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	100
6.1. Основные сведения о коленчатых валах	100
6.2. Нагрузки, действующие на коленчатый вал	102
6.3. Расчет коренной шейки коленчатого вала	107
6.4. Расчет шатунной шейки коленчатого вала	111
6.4.1. Расчет шатунной шейки на кручение	111
6.4.2. Расчет шатунной шейки на изгиб.....	113
6.4.3. Расчет шатунной шейки V-образного двигателя.....	121
6.4.4. Расчет щеки коленчатого вала.....	125
6.5. Методы упрочнения коленчатых валов.....	128
6.6. Материалы для изготовления коленчатых валов	133
Глава 7. РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ПАЛЬЦЕВ.....	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	146
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	147
ПРИЛОЖЕНИЯ	151

ВВЕДЕНИЕ

Создание современного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) – сложный многоплановый процесс, требующий участия различных специалистов, причем центральное место в нем занимает разработка конструкторского проекта.

Процесс проектирования ДВС представляет собой инженерную разработку его конструкции. Научно-технический прогресс требует от конструктора создания двигателей с высокими значениями основных показателей, главные из которых – экономичность, надежность, материалоемкость, доступность изготовления и простота обслуживания при условии обеспечения экологических (природоохранных) характеристик. Для того чтобы создаваемый двигатель удовлетворял перечисленным требованиям, при его проектировании необходимо использовать новые методы моделирования, а также конструктивные решения. Это не отрицает преимуществ конструкции и возможности применения хорошо зарекомендовавших ранее конструкций, а также узлов и деталей. При создании новых двигателей и их семейств большое внимание уделяется степени их стандартизации и унификации, которая оценивается долей стандартизованных и унифицированных элементов во всей конструкции двигателя. Степень унификации должна определяться оптимальностью общего решения компоновки конструкции и ее экономической целесообразностью.

Большое значение при проектировании ДВС имеет организация работы – от разработки технического задания, проектирования до изготовления опытно-промышленной партии. Особенности проектирования современных поршневых двигателей, предусматривающего наряду с повышением качества и конкурентоспособности снижение сроков при усложнении конструкции, обусловили создание автоматизированного проектирования. При этом возрастает роль расчетов, которые должны быть ориентированы на применение информационных технологий и выполнены на качественно новом, более высоком уровне.

Основные цели преподавания дисциплины – изучение конструктивных особенностей механизмов тепловых двигателей и их деталей; освоение современных расчетных методов; получение практических навыков при выполнении практических, лабораторных работ и курсового проекта; разработка узлов и элементов энергетических машин, аппаратов и установок; расчет элементов энергетического оборудования; разработка вариантов решения проблемы и их анализ; использование информационных технологий при конструировании энергетического оборудования.

Задачи изучения дисциплины – обучение студентов умению выбирать основные параметры теплового двигателя, применять современные расчетные методы, строить расчетные схемы, определять критерии прочности, использовать технологические и конструкторские методы обеспечения технического уровня и надежности.

В учебном пособии рассмотрен порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей и их постановка на производство в зависимости от модели организации работ; проанализированы расчетные режимы работы поршневых двигателей, а также методы расчета основных деталей на стадии эскизного проектирования с учетом переменности нагрузок. Пристальное внимание уделено методам моделирования внешних скоростных и регуляторных характеристик ДВС на стадии проектирования, предложены методики расчета коленчатого вала и поршневого пальца.

Глава 1. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Основные положения

Постановку двигателей на производство осуществляют по следующим моделям организации работ (в дальнейшем обозначим их как 1, 2 и 3):

1 – разработка и производство двигателя по государственному, а также другим заказам, финансируемым из федерального бюджета и бюджетов субъектов Российской Федерации (по госзаказу);

2 – создание автомобильного или тракторного двигателя по заказу конкретного потребителя;

3 – инициативная разработка многоцелевого двигателя без конкретного заказчика при коммерческом риске разработчика и изготовителя.

Модель организации работ выбирают, исходя из возможностей разработчика выполнить обязательные требования заказчика при условии обеспечения конкурентоспособности разрабатываемого двигателя. Госзаказы, как правило, размещают на конкурсной основе. При выборе победителя конкурса первостепенное значение придается его квалификации и опыту в области двигателестроения.

Если двигатель проектируется по госзаказу или заказу конкретного потребителя, то заключается оформляемый в установленном порядке контракт (договор) на выполняемые работы, на которые разрабатывается техническое задание (ТЗ)[1, 2]. В договоре и (или) ТЗ при необходимости указываются нормативные документы, регламентирующие порядок выполнения работ, и документы, определяющие обязательные правила и требования к двигателю.

ТЗ может быть разработано на проектирование автомобиля или трактора в целом, либо непосредственно для двигателя. В последнем случае предполагается, что двигатель может использоваться как многоцелевой силовой агрегат.

В прил. 1 приведена форма ТЗ на разработку нового (модернизированного) двигателя. Если это предусмотрено ТЗ, то в дополнение к нему разрабатываются технические требования (ТТ) с целью выявле-

ния дополнительных или уточненных показателей к двигателю, которые не могли быть указаны в ТЗ, а это целесообразно выполнить по результатам предварительной конструкторской проработки и анализа различных возможных вариантов конструкции двигателя. Параметры и показатели проектируемого двигателя разрабатываются с учетом тенденций развития автомобилестроения и тракторостроения.

Если ТТ заданы для автомобиля или трактора в целом, для двигателя низших выбираются те основные параметры и показатели, которые определяют его конструкцию. Напомним, что параметры двигателя характеризуют его конструктивные особенности: рабочий объем цилиндров, отношение S/D (S – ход поршня, D – диаметр цилиндра), габаритные размеры и т.д.; а показатели – потребительские свойства: номинальная мощность N_f , максимальный крутящий момент $M_{e \max}$, коэффициент запаса крутящего момента для тракторных двигателей или коэффициент приспособляемости для автомобильных двигателей, удельный g_e или часовой G_o расходы топлива, экологические, эргономические¹ показатели и т.д. [3].

В прил. 2 приведено примерное содержание ТТ к двигателю на стадии разработки ТЗ для его проектирования или модернизации. В дополнение к ТТ могут быть включены требования к конструкции деталей и систем двигателя, применяемым материалам, охлаждающим жидкостям, моторным маслам, и т.д. (прил. 3). Может быть указан также ряд специальных требований, которым должен удовлетворять проектируемый двигатель; например, времени прогрева и пуска его при низких температурах окружающей среды, способность работы в высокогорных условиях или жарком климате, ограничение габаритов или массы и т. д.

Наряду с ТТ разработчик ТЗ выбирает аналоги из числа выпускаемых двигателей. Аналогами являются двигатели, близкие по своим конструктивным параметрам и техническим показателям к проектируемой конструкции. После их детального анализа из их числа выбираются прототипы – это наиболее близкие аналоги по параметрам и техническим показателям проектируемому двигателю. На основании этих исследований разрабатываются перспективные требования для оценки

¹ К эргономическим показателям относят требования по шуму и вибрации двигателя.

технического уровня и конкурентоспособности проектируемого двигателя. Их примерная форма приведена в прил. 4.

Разработчик проводит необходимые научно-исследовательские, опытно-конструкторские и технологические работы, обращая особое внимание на обеспечение таких требований, как:

- безопасность, охрана здоровья и окружающей среды (улучшение экологических и эргономических показателей);
- ресурсосбережение (улучшение экономичности по расходу топлива, масла и других материалов, в том числе использование альтернативных топлив);
- снижение материалоемкости конструкции, трудоемкости изготовления, затрат при эксплуатации и ремонте;
- установленные для условий использования двигателей значимых показателей, определяющих их технический уровень;
- расширение универсальности применения, а также совершенствование протекания внешних скоростных или регуляторных характеристик;
- устойчивость к внешним воздействиям;
- взаимозаменяемость составных частей двигателя.

Решение о разработке двигателя в инициативном порядке принимается с учетом условий рынка сбыта.

Разработка и постановка двигателя на производство в общем случае предусматривает:

- разработку ТЗ на опытно-конструкторскую работу (ОКР);
- проведение ОКР (разработка конструкторской (КД) и технологической (ТД) документации, изготовление опытных образцов и их испытание, приемку результатов ОКР);
- постановку на производство (подготовка производства, освоение производства, изготовление установочной серии и квалификационные испытания).

Этапы конкретной ОКР, а также порядок их приемки должны быть определены в ТЗ на ОКР и договоре (контракте) на ее выполнение.

Продукты интеллектуального труда, полученные в процессе создания двигателя и являющиеся объектами охраны интеллектуальной собственности, используют в порядке, установленном законодательством Российской Федерации.

В процессе составления ТЗ на ОКР приходится решать ряд сложных задач. К их числу относятся: выбор двигателя по роду применяемого топлива (бензиновый или дизель), наиболее целесообразного для него рабочего процесса, обеспечение экономичности, надежности, условий эксплуатации и т. д. Успешное создание конструкции может быть обеспечено лишь при совместной творческой работе конструкторского и технологического бюро, а также смежных предприятий. Задача может считаться решенной только при полном соответствии спроектированного двигателя предъявляемым к нему требованиям.

Необходимо отметить, что работа по улучшению конструкции двигателя продолжается и после начала его выпуска – устраняются обнаруженные в условиях длительной эксплуатации недостатки, изучаются и совершенствуются его узлы и детали, ведутся исследования возможности замены дефицитных материалов более дешевыми и т. д.

Для достижения успешного результата конструктор должен подробно изучить существующие автомобильные и тракторные двигатели близкого назначения, иметь представление о путях развития автомобилестроения или тракторостроения, а также требованиях, которые будут предъявляться к автомобильным или тракторным двигателям в будущем.

Процесс проведения ОКР может быть условно разделен на следующие основные этапы [3, 4,5, 6]:

- выбор типа и основных параметров двигателя;
- составление эскизного проекта двигателя, предварительные расчеты и компоновка двигателя;
- конструктивная разработка узлов и деталей двигателя, окончательные расчеты;
- изготовление рабочих чертежей, подготовка конструкции к производству;
- выпуск опытных образцов, их испытание, доработка двигателей по результатам испытаний;
- подготовка и освоение производства.

Приведенные этапы проектирования условны, так как при современном развитии технологий проектирования и производства с использованием САД\ САМ\ САЕ-систем высокого уровня появляется возможность сквозного проектирования двигателя, что значительно сокращает сроки работ.

Вопросы для самопроверки

1. По каким моделям организации работ осуществляют разработку и постановку на производство двигателей внутреннего сгорания?
2. Как выбираются дополнительные требования к проектируемому двигателю?
3. Какие мероприятия предусмотрены в общем случае при разработке и постановке двигателя на производство?
4. Для чего разрабатывается техническое задание на проектирование двигателя?

1.2. Выбор типа и основных размеров двигателя

В большинстве случаев в ТТ содержатся основные данные проектируемого двигателя, в частности, его назначение (автомобильный, тракторный и т. п.), тип (дизель, бензиновый), требования к топливу и маслам, мощность и частота вращения коленчатого вала, ограничительные габариты, требования к экологическим и эргономическим показателям, а также ряд других.

В ТЗ на ОКР рекомендуется предусмотреть следующие разделы:

- прогноз развития требований на двигатель на предполагаемый период его выпуска;
- этапы модернизации двигателя с учетом прогноза развития требований;
- соответствие требованиям стран предполагаемого экспорта;
- характеристики ремонтпригодности;
- возможность замены запасных частей без применения промышленной технологии.

К разработке ТЗ могут привлекаться другие заинтересованные организации (предприятия): изготовителя, проектировщика, торговая, страховая, монтажная и т. д. ТЗ разрабатывают и утверждают в порядке, установленном заказчиком и разработчиком.

К выбору основных показателей и параметров проектируемого двигателя конструктор должен отнестись с особой ответственностью, так как допущенные при этом ошибки в большинстве случаев неустраняемы и оборачиваются огромными потерями в производстве и эксплуатации.

Существует следующая обобщенная оценка при создании конструкции нового двигателя: если принять стоимость ошибки на стадии

НИР за единицу, то на стадии ОКР ее цена возрастет в 10, на стадии опытного производства – в 100, а на стадии серийного производства – уже в 1000 раз.

Выявить ошибки, допущенные при конструировании двигателя, можно только в результате испытания его опытных образцов, причём, наиболее достоверные результаты можно получить при эксплуатации двигателей в составе тех машин и в тех условиях, для которых они предназначены. При этом возникает, по крайней мере, три трудности. Первая состоит в том, что для оценки количественных показателей надёжности двигателя требуется проведение весьма длительных эксплуатационных испытаний в течении времени, равного заданному моторесурсу его. Так, например, при заданном ресурсе 8000 часов, календарное время эксплуатационных испытаний составляет не менее 4 лет. Вторая трудность связана с ограниченным числом опытных образцов. Выбирая доверительную вероятность 0,8 с относительной погрешностью 0,2, необходимо испытать в эксплуатации не менее 10 двигателей. Изготовление же такого количества опытных образцов силами экспериментальных баз затруднительно. И, наконец, самая существенная проблема состоит в том, что для устранения обнаруженных недоработок в ходе проведения испытаний требуется изготовление либо новых образцов, либо доработка имеющихся, которые должны затем подвергаться повторным испытаниям с целью оценки эффективности внесенных изменений.

Для выбора основных показателей и параметров предварительно намечается конструкция проектируемого двигателя (число цилиндров, отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D , длину шатуна $l_{ш}$, тип блок-картера и головки блока, тип механизма газораспределения, и т. д.). В первую очередь выполняют расчет цикла двигателя для определения его основных размеров, термодинамических показателей и предполагаемой экономичности, а также выявления внешней скоростной (или регуляторной) характеристики двигателя и усилий, действующих на его основные детали [6, 7].

Полученные величины сравнивают с аналогичными величинами современных двигателей аналогичного типа, выпускаемых или проектируемых в настоящее время [2, 3]. Как правило, расчет цикла выполняется для максимального крутящего момента и номинальной мощности. По полученным показателям по известным моделям приближенно строятся внешние скоростные или регуляторные характери-

стики [7,8,9]. По результатам расчетов динамического [8,9,10] и уравновешивания определяют нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма и необходимые мероприятия для обеспечения эргономических показателей.

При выборе основных параметров и показателей на стадии проектирования автомобильных и тракторных двигателей рекомендуется ориентироваться на лучшие образцы аналогичных существующих двигателей, стараясь обеспечить вновь создаваемому двигателю лучшие показатели [3,7].

Вопросы для самопроверки

1. Какие разделы предусмотрены в ТЗ на ОКР?
2. Как выбираются показатели и параметры проектируемого двигателя?
3. На каком этапе проводятся необходимые расчеты двигателя?

1.3. Составление эскизного проекта, предварительные расчеты и компоновка двигателя

После выбора и обоснования основных показателей и параметров проектируемого двигателя приступают к составлению его эскизного проекта, если это предусмотрено ТЗ [1] (ГОСТ 2-119-73). При создании двигателя на базе существующего эскизный проект может не составляться.

Разработку конструкторской и в дальнейшем технологической, а при необходимости программной документации на двигатель, проводят по правилам, установленным стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), Единой системы технологической документации (ЕСТД) и Единой системы программной документации (ЕСПД). Общие требования по управлению проектированием – по ГОСТ Р ИСО 9001.

При выполнении этого проекта разрабатывают только основные конструктивные схемы двигателя и главных его узлов, без выявления их конструктивных подробностей.

Вначале намечается в общих чертах конструкция блок-картера и головки блока, кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения, систем смазочной и охлаждения. В дальнейшем приступают к предварительной компоновке двигателя, т. е. к определению

взаимного расположения и главных размеров его узлов и деталей, а также увязке этих размеров. Эскизный проект автомобильного или тракторного двигателя (иногда нескольких его вариантов) выполняется в виде поперечного и продольного разрезов, причем графическое оформление и предварительные (ориентировочные) расчеты проводятся параллельно. Глубина такой проработки должна быть достаточной для сопоставления рассматриваемых вариантов.

В случае необходимости разрабатываются дополнительные чертежи, поясняющие устройство тех или иных узлов или деталей двигателя.

На этом этапе выбирается оптимальный вариант конструкции по принятым заранее критериям, обосновывается выбор; подтверждаются (или уточняются) заданные технические параметры и показатели, установленные ТЗ и ТТ, а также определяется весь комплекс технико-экономических показателей и характеристик двигателя одновременно.

Кроме того, проводится динамический расчет двигателя и ряд предварительных расчетов, имеющих целью определить тепловую и динамическую напряженность проектируемого двигателя, ориентировочные расчеты: прочности деталей, механизма газораспределения, необходимых проходных сечений, систем смазочной и охлаждения, а также строятся предполагаемые его характеристики.

На этом же этапе выполняют следующие работы:

- конструкторскую разработку и обоснование технических решений, направленных на обеспечение показателей надежности, установленных ТЗ и ТТ;
- проверку разрабатываемой конструкции на технологичность и правильность выбора средств контроля (испытаний, анализа, измерений), а также выбор метрологического обеспечения разрабатываемой конструкции;
- проверку соответствия вариантов конструкции требованиям техники безопасности и производственной санитарии;
- оценку по показателям стандартизации и унификации, соответствия требованиям эргономики, технической эстетики, а при необходимости, для установления эргономических, эстетических характеристик

двигателя и удобства сопоставления различных вариантов изготавливают макеты²;

- выявляются детали (узлы) и материалы, которые должны быть разработаны другими предприятиями (организациями), сопоставляются технические требования к этим деталям (узлам) и материалам;
- составляется перечень работ, которые следует провести на последующей стадии разработки; дополняются или уточняются работы, предусмотренных ТЗ;
- рассматриваются основные задачи технологии изготовления (при необходимости).

На этом этапе составляют также пояснительную записку (в соответствии с ГОСТ 2.106-96) с техническими характеристиками двигателя, описанием его конструкции и всеми проведенными расчетами: цикла, динамическим, прочностными и технико-экономическими.

Порядок выполнения эскизного проекта может отличаться от приведенного выше. Иногда компоновка двигателя начинается с выполнения его поперечного разреза и параллельно-продольного.

Выполненный эскизный проект подвергается широкому обсуждению и критике специалистов заинтересованных специалистов, в том числе будущих эксплуатационников. Этот этап проектирования считается законченным после, утверждения эскизного проекта в целом или с желаемыми изменениями.

Вопросы для самопроверки

1. Какие цели ставятся при разработке эскизного проекта?
2. Какие работы должны быть выполнены на этапе эскизного проекта?
3. Для чего составляется пояснительная записка к эскизному проекту?

²Необходимость разработки, изготовления и испытания макетов, их перечень и количество определяют в ТЗ и договоре (контракте) на ОКР.

1.4. Конструктивная разработка узлов и деталей двигателя

После утверждения эскизного проекта составляют технический проект двигателя, если это предусмотрено ТЗ, протоколом рассмотрения технического предложения или эскизного проекта (ГОСТ 2.210-73). Технический проект разрабатывают с целью принятия окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции двигателя. При необходимости технический проект предусматривает разработку вариантов отдельных составных частей двигателя. В этих случаях выбор оптимального варианта осуществляется по результатам испытаний опытных образцов.

На этом этапе производят конструктивную разработку всех узлов и деталей двигателя, полностью разрабатывают системы кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения; систем охлаждения и смазочной, проводят подробные расчеты деталей двигателя на прочность и износ, определяют необходимые для последующей разработки рабочих чертежей размеры, устанавливают конструктивные зазоры и материалы деталей, а также изготавливают узловые чертежи. Составляются перечни комплектующих изделий, специального инструмента.

Вся работа ведется в тесном контакте с работниками технологического и производственных отделов завода, с учетом условий и масштаба производства, назначения и условий работы двигателя, а также удобства ремонта и обслуживания.

При необходимости, параллельно с техническим проектом разрабатывают необходимую документацию и изготавливают одноцилиндровые установки, на которых дорабатывают рабочий процесс двигателя. Параллельно разрабатывают технические условия на поставку двигателя.

В общем случае при разработке технического проекта проводят следующие работы:

- разработку конструктивных решений двигателя и его основных составных частей;
- выполнение необходимых расчетов, в том числе подтверждающих технико-экономические показатели, установленные техническим заданием;

- разработку и обоснование технических решений, обеспечивающих показатели надежности, установленные ТЗ и предшествующими стадиями разработки (если эти стадии разрабатывались);
- анализ конструкции изделия на технологичность с учетом отзывов предприятий-изготовителей промышленного производства в части обеспечений, технологичности в условиях данного конкретного производства, в том числе по использованию имеющегося на предприятии оборудования, а также учета в данном проекте требований нормативно-технической документации, действующей на предприятии-изготовителе; выявления необходимого для производства двигателей нового оборудования (обоснование разработки или приобретения); разработку метрологического обеспечения (выбор методов и средств измерения);
- разработку, изготовление и испытание макетов (при необходимости), а также оценку двигателя в отношении его соответствия требованиям экономики, технической эстетики;
- оценку возможности транспортирования, хранения, а также монтажа двигателя на месте его применения; эксплуатационных данных его (взаимозаменяемости, удобства обслуживания, ремонтпригодности, устойчивости против воздействия внешней среды, возможности быстрого устранения отказов, контроля качества работы, обеспеченность средствами контроля технического состояния и др.);
- окончательное оформление заявок на разработку и изготовление новых деталей, узлов (в том числе средств измерения) и материалов, применяемых в разрабатываемом двигателе;
- проведение мероприятий по обеспечению заданного в техническом задании уровня стандартизации и унификации изделия, а также проверку конструкции на патентную чистоту и конкурентоспособность, оформление заявок на патенты;
- выявление номенклатуры покупных изделий, согласование их применения;
- согласование габаритных, установочных и присоединительных размеров с заказчиком или основным потребителем;
- оценку технического уровня и качества изделия;
- разработку чертежей сборочных единиц и деталей, если это вызывается необходимостью ускорения выдачи задания на разработку специализированного оборудования для их изготовления;

- проверку соответствия применяемых решений требованиям техники безопасности и производственной санитарии;
- составление перечня работ, которые следует провести на стадии разработки рабочей документации, в дополнение и (или) уточнение работ, предусмотренных техническим заданием, техническим предложением и эскизным проектом;
- подготовку предложений по разработке стандартов (пересмотр или внесение изменений в действующие стандарты), предусмотренных техническим заданием на данной стадии.

Вопросы для самопроверки

1. Какие этапы работ можно выделить при разработке технического проекта двигателя?
2. Когда проводят проверку конструкции на технологичность?
3. Когда оценивается технический уровень разрабатываемого двигателя?

1.5. Изготовление рабочих чертежей, подготовка конструкции к производству

После обсуждения и утверждения технического проекта приступают к разработке рабочего проекта, в ходе которого составляют рабочие чертежи деталей, спецификации, технические условия на их изготовление, приемку, хранение и транспортирование. Ориентировочно определяют также расход материалов, составляют данные по покупным деталям и узлам, технический паспорт и инструкцию по эксплуатации и монтажу, проект программы испытаний. При этом разрабатывают допуски и посадки по системе, принятой на данном заводе, технологические процессы производства деталей и приспособления. В первую очередь разрабатывают чертежи крупных и сложных деталей, требующих для изготовления много времени.

Кроме необходимых размеров и допусков, на рабочих чертежах указывают материалы, из которых изготавливается деталь, а также методы механической и термической ее обработки. На чертеже могут быть указаны специальные требования, которым должна удовлетворять изготовленная деталь, требования о массовых отклонениях, о соосности центрирующих отверстий, об отклонении от круглости и профиля продольного сечения и т. д. цилиндрических поверхностей.

Так как двигатель – ремонтпригодная продукция, то предусматривается разработка ремонтной документации, предназначенной для подготовки производства, ремонта и контроля качества двигателей после ремонта.

После изготовления рабочих чертежей деталей выполняют уточненные поперечный и продольный разрезы двигателя; этим заканчивается его рабочая компоновка.

Вопросы для самопроверки

1. Какие главные этапы работы можно выделить в процессе подготовки двигателя к производству?
2. Какие специальные требования указываются на рабочих чертежах?
3. Когда приступают к разработке рабочего проекта двигателя?

1.6. Выпуск опытных образцов, их испытание, доводка конструкции двигателя

На этом этапе изготавливаются опытные партии развернутых двигателей для проведения доводочных испытаний, а также последующих испытаний в реальных условиях эксплуатации, с учетом которых составляют технические условия на поставку двигателя. Вовремя этого этапа тщательно исследуют работу всех механизмов и узлов двигателя, выясняют соответствие полученных показателей проектным, устраняют замеченные недостатки.

Для оценки и контроля качества результатов, полученных после ОКР, опытные образцы (опытную партию) двигателей подвергают контрольным испытаниям по следующим категориям:

- предварительные испытания, проводимые с целью оценки соответствия опытного образца требованиям ТЗ, а также для определения готовности его к приемочным испытаниям;
- приемочные испытания, проводимые с целью оценки всех определенных ТЗ показателей и характеристик двигателя, проверка и подтверждение соответствия опытного образца двигателя требованиям ТЗ в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации, а также для принятия решения о возможности промышленного производства и реализации продукции.

Так как двигатели подвергаются обязательной сертификации, то результаты приемочных испытаний в части обязательных требований,

проведенных в лабораториях (центрах), аккредитованных в установленном порядке, могут быть использованы для получения сертификата.

Место проведения испытаний опытных образцов двигателей определяет разработчик совместно с изготовителем серийных изделий.

При создании двигателей по модели организации работ 1 проводят государственные приемочные испытания, по моделям 2 и 3 – приемочные испытания с участием соответствующих органов государственного надзора и других заинтересованных организаций.

При изготовлении моделей, штампов, приспособлений и при разработке технологических процессов, а также в ходе испытаний двигателя обнаруживается необходимость внесения изменений в конструкцию деталей, т. е. процесс конструирования ведется непрерывно.

Одна часть опытных образцов двигателя подвергается заводским, в том числе длительным доводочным испытаниям, вторая – испытывается в условиях эксплуатации. Затем по согласованию с заказчиком проводят приемочные испытания, в ходе которых устанавливают соответствие двигателя техническому заданию, требованиям стандартов и технической документации, а также дают оценку его технического уровня. Предварительные и приемочные испытания проводят по программам и методикам испытаний, разрабатываемым и утверждаемым стороной, несущей ответственность за проведение испытаний.

По итогам испытаний утверждается техническая документация для серийного производства двигателя.

По окончании доработки двигатель поступает в массовое или серийное производство, но конструкторская работа продолжается и после этого; длительная эксплуатация автомобиля или трактора в различных, часто очень тяжелых, условиях выявляет ряд мелких, а иногда и крупных недостатков конструкции двигателя, над устранением которых продолжает работать конструкторское бюро.

Результаты разработки продукции оценивает приемочная комиссия, в состав которой входят представители заказчика, разработчика и изготовителя. В работе комиссии могут участвовать эксперты сторонних организаций, а по продукции, на которую установлены обязательные требования, – органы государственного надзора (или представлено заключение этих органов). При наличии заказчика назначают председателем комиссии его представителя. Состав комиссии формирует и утверждает заказчик или, при согласии заказчика, разработчик.

Разработчик представляет приемочной комиссии ТЗ на выполнение ОКР, проект технических условий (ТУ) или стандарта технических условий (если их разработка предусмотрена), конструкторские и (или) технологические документы, требующие совместного рассмотрения, отчет о патентных исследованиях, другие технические документы и материалы, требуемые по законодательству, подтверждающие соответствие разработанной продукции ТЗ и договору (контракту) и удостоверяющие ее технический уровень и конкурентоспособность. Приемочной комиссии, как правило, представляют также опытные образцы продукции, а если их изготовление не было предусмотрено – головной образец или единичную продукцию, созданную в рамках выполнения ОКР.

По результатам проведения приемочных испытаний и рассмотрения представленных материалов комиссия составляет акт, в котором оценивает:

- соответствие образцов разработанной (изготовленной) продукции заданным в ТЗ требованиям, допустимость ее производства (сдачи потребителю);
- разработанную техническую документацию (включая проект ТУ), технический уровень и конкурентоспособность двигателей, в том числе в патентно-правовом аспекте;
- возможность дальнейшего использования опытных образцов двигателей, объем изготовления установочной серии, необходимой для решения вопроса о постановке продукции на производство;
- замечания и предложения по доработке продукции и документации (при необходимости), а также другие рекомендации, замечания и предложения приемочной комиссии.

Акт приемочной комиссии утверждает заказчик.

Утверждение акта приемочной комиссии означает окончание разработки, прекращение действия ТЗ (если оно не распространяется на дальнейшие работы), согласование представленных ТУ, технической документации.

Вопросы для самопроверки

1. Каким испытаниям подвергают опытную партию двигателей?
2. Что отражается в акте по результатам испытаний двигателей?
3. Когда принимается решение об окончании разработки двигателя?

1.7. Подготовка и освоение производства двигателей

Основанием для постановки на производство является заключенный с заказчиком договор (контракт) по закупке у поставщика (изготовителя) двигателей, изготавливаемых в течение установленного срока.

При отсутствии конкретного заказчика основанием служит решение поставщика о начале выпуска двигателя под собственный коммерческий риск.

К моменту постановки продукции на производство результаты приемочных испытаний должны быть признаны органами государственного надзора (образцы должны быть сертифицированы).

Изготовитель принимает от разработчика двигателя:

- комплекты конструкторской (КД) и технологической документации (ТД), специальные средства контроля и испытаний;
- опытный образец продукции (при необходимости) в соответствии с условиями использования научно-технической продукции, оговоренными в договоре (контракте) на ОКР;
- документы о согласовании применения комплектующих изделий;
- заключения по проведенным экспертизам (в том числе метрологической, экологической и др.);
- копию акта приемочных испытаний;
- документы, подтверждающие соответствие разработанной продукции обязательным требованиям.

На этапе подготовки производства изготовитель должен выполнить работы, обеспечивающие технологическую готовность предприятия к изготовлению продукции в оговоренные контрактом (договором) сроки в заданных объемах, в соответствии с требованиями КД и законодательства Российской Федерации, а также следующие основные работы:

- разработку ТД (или корректировку полученной ТД) на изготовление продукции для поставки, контроля и испытаний;
- отработку конструкции на технологичность с учетом стандартов ЕСТД;
- заключение договоров (контрактов) с поставщиками комплектующих изделий и материалов, а также лицензионных соглашений с правообладателями на использование объектов промышленной и интеллектуальной собственности;

- подготовку и представление в территориальные органы Госстандарта России каталожного листа продукции в установленном порядке [1,2];

Подготовку производства считают законченной, когда изготовителем продукции получена вся необходимая документация, разработана (отработана) ТД на изготовление продукции, опробованы и отлажены средства технологического оснащения и технологические процессы, подготовлен персонал, занятый на изготовлении, испытаниях и контроле продукции.

1.8. Автоматизация конструкторского и технологического проектирования двигателя

Необходимость сокращения сроков разработки и изготовления при одновременном повышении технического уровня привело к тому, что современное проектирование стало немыслимым без систем автоматизации проектирования – CAD (Computer Aided Design), автоматизированной подготовки производства – CAM (Computer Aided Manufacturing) и автоматизации инженерного анализа CAE (Computer Aided Engineering).

С использованием CAD\ CAM\ CAE-систем высокого уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, I-DEAS, Unigraphics) появляется возможность сквозного проектирования изделия [10, 11]. При этом изменения могут быть внесены на любом этапе работы, отражаясь как в конструкторской, так и в технологической документации. Конструктор выполняет творческую часть работы, а ПЭВМ – трудоемкие операции, поддающиеся алгоритмизации, и те, что не требуют высокой квалификации. Доля последних в общем объеме работ является существенной (выполнение стандартных расчетов, оформление чертежей, спецификаций, требований и т.д.).

Трехмерное моделирование, на котором основываются современные САПР, позволяет реализовать комплексный подход к проекту: наряду с отработкой геометрической формы детали, узла или соединения можно анализировать и его способность воспринимать планируемые нагрузки. В процессе проектирования определяются [12,13,14]:

- массы деталей, положение центров масс, моменты инерции деталей, необходимые при анализе динамики кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов двигателя;

- конечно-элементные модели деталей и соединений для оценки напряженно-деформированного и теплового состояния, а также колебаний его элементов;

- площади внешних поверхностей корпусных деталей ДВС для оценки его структурного шумоизлучения.

Использование современных информационных технологий для проектирования двигателя и его систем дает следующие преимущества:

- более наглядное представление конструкции;
- отпадает необходимость в физическом прототипе;
- возможность еще на ранних стадиях проекта проанализировать собираемость двигателя из разработанных деталей;
- быстрое внесение изменений в конструкцию;
- создание различных вариантов и модификаций деталей, позволяющее провести выбор лучшего конечного результата.

Это приводит не только к сокращению сроков разработки, но и уменьшает количество ошибок и улучшает качество. Трехмерное моделирование позволяет проводить все этапы проектирования более эффективно.

Поскольку современный двигатель представляет собой сложную систему, состоящую из отдельных подсистем (цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма, систем воздухообмена, питания, пуска, охлаждения, смазывания, регулирования и т.д.), то каждую из них можно представить в виде совокупности подсистем низшего уровня, начиная с которых дальнейшее деление нецелесообразно. Это позволяет на каждом последующем уровне увеличивать глубину изучения конструкции, т.е. сложная задача проектирования разбивается на ряд последовательно решаемых менее сложных задач. Так как проектирование на высших уровнях производится в условиях недостатка информации, поскольку конструкция до конца не определена, то возникает возможность принятия ошибочных решений. Последние, однако, на нижних уровнях проектирования эффективно выявляются, что позволяет уточнять решения, принятых ранее для блоков верхних уровней.

Независимо от уровня и этапа проектирования конструктору приходится выбрать наиболее приемлемые, оптимальные с его точки зрения, решения, а далее анализировать свойства полученной конструкции. При проектировании это производится методами математического или физического моделирования.

На каждом уровне моделирования имеется совокупность математических моделей (ММ) определенной сложности. Казалось бы, что наилучший эффект будет получен, если вместо разрозненной совокупности ММ будем иметь организованную информационную систему моделей, построенную в соответствии с определенными принципами. Однако по известным причинам в настоящее время такую систему для поршневых ДВС создать затруднительно. Поэтому построение системы ММ при проектировании ДВС может идти разными путями.

Первый путь – это последовательное построение моделей при переходе от первого этапа проектирования к следующему, т.е. по мере надобности. Основным недостатком такого пути является то, что для создания некоторых ММ требуется иногда столько времени, сколько отведено на проектирование двигателя. Кроме того, большинство моделей, получаемых таким путем, как правило, приспособлено лишь для конкретных типов двигателей. Вместе с тем, для некоторых деталей ДВС такой путь является наиболее оптимальным с точки зрения затрат. Например, для расчета демпфера крутильных колебаний (жидкостного или внутреннего трения) коленчатого вала ДВС. В этом случае на каждом этапе конструктор может внести необходимые изменения в конструкцию с целью повышения долговечности. Например, долгое время долговечность жидкостных демпферов ограничивалась дилатансией (значительным повышением вязкости) полиметилсилоксановой жидкости ПМС. Последовательный расчет параметров демпфера позволил легко решить эту задачу на стадии проектирования.

Второй путь – иметь заранее созданную систему сложных моделей, пригодных для всех этапов проектирования двигателей разных типов. Особенность такой системы моделей заключается в том, что для различных этапов проектирования двигателей требуется различное количество данных. Такие модели получают дорогими и громоздкими

и, как правило, их целесообразно создавать для расчета особо сложных общих процессов, как, например, процессов сгорания и образования при этом вредных токсичных веществ. Аналогичными моделями можно пользоваться при динамическом расчете и уравнивании двигателей различных конструктивных схем. На кафедре ДВС используют такого типа модели для расчета перегородок блок-картеров или блока цилиндров. После предварительного расчета по укрупненной модели, уточнение поводится по расчетной схеме, составленной из объемных конечных элементов.

Третий, наиболее перспективный путь – иметь систему моделей с ограниченной универсальностью, дополняемую по мере постановки новых задач. При этом модернизация имеющихся ММ должна осуществляться на тех принципах, по которым построена исходная система моделей. Такими моделями являются расчетные схемы с использованием метода конечных элементов (МКЭ) для расчета теплового состояния и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС. Как известно, для составления конечно-элементной схемы деталей ДВС используются конечные элементы (КЭ) трех типов. Это узловый объемный КЭ, позволяющий достаточно точно повторять криволинейные поверхности головки цилиндров. При расчете тепловых полей головки он имеет 20 степеней свободы, при расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) – 60 степеней свободы. Для учета функций давления и параметров теплообмена на поверхности детали используется мембранный 8-узловой КЭ. Трехузловой КЭ позволяет учесть одновременное действие изгиба и растяжения-сжатия при расчете пластинчатых конструкций. Это позволяет достаточно просто для любой конструкции головки провести расчет с учетом влияния боковых стенок, впускных и выпускных каналов на величину температур и напряжений днища.

Если ММ с ограниченной универсальностью образуют информационную систему, то они могут быть так взаимосвязаны, что результаты расчетов, полученные в одних ММ, достаточно просто ис-

пользуются в других. Например, результаты расчетов циклов двигателя используются в динамическом расчете для определения нагрузок на детали ДВС.

Видимо, необходимо иметь именно такие ММ, поскольку расчеты на долговечность проводятся на этапе проектирования еще при отсутствии готовых деталей, после чего создаются и испытываются отдельные составные части ДВС. Если в процессе отработки достигается некоторый уровень надежности составных частей, то переходят к испытаниям двигателя в целом. По результатам таких испытаний проводится доработка составных частей, направленная на устранение предполагаемых или установленных причин появления отказов.

Вопросы для самопроверки

1. Как можно сократить сроки проектирования двигателя?
2. Какие преимущества дает использование современных информационных технологий для проектирования двигателя?
3. Для чего создаются при проектировании двигателя математические модели?

Глава 2. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ К РАСЧЕТУ ЦИКЛОВ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Расчетные режимы работы двигателя

Различные режимы работы двигателя обуславливают величину и характер изменения сил и моментов, действующих на детали двигателя. Характерными видами нагрузки на эти детали являются силы давления газов, инерционные силы, а также усилия, возникающие от упругих колебаний (так как двигатель можно представить как систему деформируемых элементов) и тепловых расширений, в результате которых возникают температурные напряжения. Воздействие указанных нагрузок, как правило, являются циклическими в соответствии с циклами рабочих процессов [4, 7]. Этим и обуславливается выбор метода расчета, так как при этом исходят из необходимости соблюдения различных условий: прочности и надежности деталей, а также износостойкости сопряженных нагруженных поверхностей. Как правило, в настоящее время определяют нагрузки на детали ДВС и проводят расчеты на прочность для установившегося режима [12,13,14]. Заметим, что время работы двигателя на неустановившихся режимах в зависимости от назначения энергетической установки может составлять до 95 % от рабочего времени. При установившемся режиме работа двигателя характеризуется средними за цикл показателями; при этом наблюдающиеся в действительности колебания этих показателей в пределах одного цикла в связи с неравномерностью крутящего момента, а также небольшие случайные их отклонения от средних значений не учитывают. Однако в отдельных случаях влияние неустановившихся режимов на тепловое и напряженно-деформированное состояние деталей может быть учтено при выборе расчетных значений тепловых и механических нагрузок, соответствующих реальным условиям работы с учетом неустановившихся режимов. Часто предшествуют пластические деформации для деталей, испытывающих температурные напряжения (в основном для поршней и головок цилиндров), а также при их разрушениях, наступающих после длительной работы. Расчеты в упругопластической области и особенно при повышенных температурах с учетом фактора времени весьма трудоемки, а для сложных по форме деталей они проводятся методами конечных элементов или другими

численными методами [3,4]. Часто расчета в упругой области оказывается достаточно для последующей оценки прочности в первую очередь деталей, работающих под действием только механических нагрузок. Даже для теплонапряженных деталей при сравнительном анализе различных вариантов конструкции той или иной детали успешно используют результаты так называемого упругого расчета.

За расчетные режимы в соответствии с обеспечением условий прочности принимают наиболее тяжелые возможные режимы работы двигателей.

Учитывая, что инерционная нагрузка обычно снижает газовую нагрузку и их совместное действие вызывает меньшие напряжения, чем напряжения только от сил газов, за основные принимают следующие расчетные режимы:

- номинальной мощности ($N_{ен}$) при номинальной частоте вращения коленчатого вала (n_n);
- максимального крутящего момента ($M_{e_{max}}$) при частоте вращения коленчатого вала ($n_{M_{e_{max}}}$);
- максимальной частоты вращения холостого хода, при которой силы инерции достигают значений, а давление газов незначительное ($M_e = 0, n_{ххmax}$).

Для всех типов поршневых двигателей расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния деталей обычно начинают с первого режима – номинальной мощности $N_{ен}$ при частоте вращения коленчатого вала n_n . Как правило, на режиме номинальной мощности температура наиболее нагруженных в тепловом отношении деталей двигателя достигает максимальных значений. Кроме того, для двигателей с нерегулируемым наддувом, действующие на них силы давления газов достигают максимального значения. Расчет по этому режиму ведут тогда, когда хотят выявить напряжения от совместного действия газовой и инерционной нагрузок для суждения о нагруженности и износостойкости деталей по среднему удельному давлению.

Механическая прочность деталей может значительно понижаться при их нагреве, а тепловая нагрузка вызывает дополнительные температурные напряжения в сопряженных деталях, имеющих различные коэффициенты линейного расширения, и также сопровождается температурными деформациями, нарушающими установленные зазоры. Таким образом, при расчете деталей на прочность при соответствующих расчетных режимах двигателя необходимо одновременно принимать

во внимание их тепловое состояние, чтобы избежать заеданий при перегреве и разрушений.

Наряду с этим, в первую очередь для автомобильных и тракторных двигателей без наддува, по условиям прочности может оказаться и режим максимального крутящего момента.

Второй режим – максимального крутящего момента. При работе двигателя на этом режиме значения газовой нагрузки (давления цикла $p_{z\max}$ для двигателей без наддува или с регулируемым наддувом) достигает максимального значения. В то же время, силы инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, сравнительно малы, так как частота вращения коленчатого вала на этом режиме для бензиновых двигателей составляет $n_{M_{e\max}} = (0,45...0,7)n_H$, а для дизелей – $n_{M_{e\max}} = (0,65...0,80)n_H$ (здесь n_H – частота вращения на номинальном режиме). При расчетах принимается, что максимальное давление газов в цилиндре двигателя возникает, когда поршень находится в ВМТ.

Третий режим характеризуется максимальной инерционной нагрузкой при отсутствии газовой нагрузки. Это возможно в случае выключения зажигания у двигателя с принудительным зажиганием или резкого прекращения подачи топлива у двигателя с воспламенением от сжатия (дизеля). Режим соответствует максимальной частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу, которое допускает регулятор. При достижении валом двигателя числа оборотов $n_{\text{рег}}$ регулятор начинает воздействовать на подачу смеси или топлива и резко ее снижает. В результате этого частота вращения коленчатого вала ограничивается значением $n_{\text{ххmax}}$. Кривая мощности внешней скоростной характеристики бензинового двигателя (рис. 1, а) по мере увеличения частоты вращения вначале поднимается, а затем, достигнув максимума при частоте вращения $n_{N_{e\max}}$, начинает опускаться.

При отсутствии регулятора максимальная частота вращения коленчатого вала бензинового двигателя могла бы достичь разносной $n_{\text{разн}}$, соответствующей пересечению кривой N_{ex} с осью абсцисс. Для расчета можно принимать $n_{\text{разн}} = (1,4...1,6)n_{N_{eH}}$. При наличии регулятора последний обычно ограничивает максимальную частоту $n_{\text{ххmax}} = (1,1...1,15)n_H$.

У быстроходных дизелей без наддува кривая мощности внешней скоростной характеристики (рис. 1, б) в диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала не достигает максимума и ограничивается действием регулятора, так что $n_{N_{eH}} = n_{рег.}$ и $n_{xxmax} = (1,05...1,10)n_{N_{eH}}$.

Для дизеля с нерегулируемым наддувом (см рис. 1, в) максимальное давление p_z , а, следовательно, и газовая нагрузка с повышением частоты вращения коленчатого вала возрастает, в результате чего суммарная сила p_{Σ} (от газовых сил и сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение) на номинальной частоте вращения коленчатого вала $n_{N_{eH}}$ может оказаться большей, чем на частоте $n_{M_{e\max}}$ режима максимального крутящего момента.

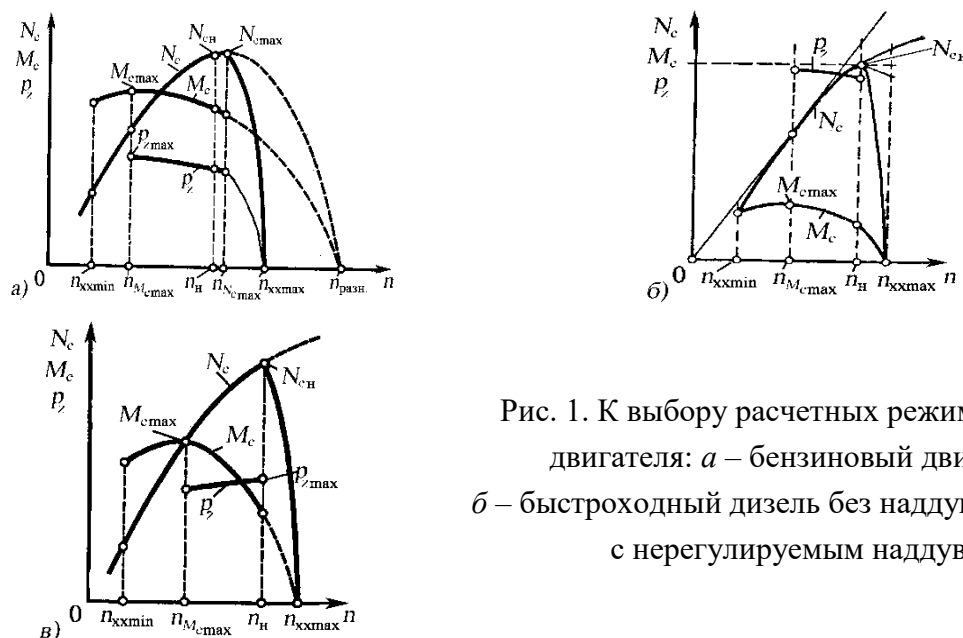


Рис. 1. К выбору расчетных режимов работы двигателя: а – бензиновый двигатель; б – быстроходный дизель без наддува; в – дизель с нерегулируемым наддувом

Поэтому расчет на режиме номинальной мощности имеет особое значение для двигателей, работающих с нерегулируемым наддувом. Кроме проведения расчета для указанных трех режимов, необходимо удостовериться также, не лежит ли резонансный режим крутильных колебаний крутильно-колеблющейся системы двигателя в диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя. При наличии резонанса следует определить действующие напряжения в элементах вала и приводах, чтобы принять в случае необходимости соответствующие меры для предотвращения возможных разрушений [4, 6].

Надо заметить, что условия работы автомобильного и тракторного двигателей различны [12, 13]. Автомобильный двигатель обычно работает с половинной нагрузкой, имея значительный запас мощности;

тракторный – на режимах, близких к полной нагрузке. Следовательно, перечисленные выше режимы, используемые для прочностных расчетов деталей двигателя, практически не соответствуют режимам длительной работы автомобильных и тракторных двигателей. Поэтому оценку износостойкости трущихся деталей на основании удельных нагрузок, определенных при этих расчетных режимах, особенно для автомобильных двигателей, делать нецелесообразно.

При расчете деталей поршневых двигателей на стадии проектирования необходимо иметь в виду, что на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ (г. Владимир) разработана программа динамического расчета деталей КШМ, которая позволяет определить нагрузки на детали КШМ и наиболее нагруженный режим двигателя [4, 6]. Вместе с тем, расчет нагрузок, действующих на детали КШМ можно проводить по формулам, приведенным в пособии [4] с использованием стандартной программы Microsoft Excel или использовать алгоритм расчета, приведенном в прил. 2[4].

Вопросы для самопроверки

1. Какие расчетные режимы используются при определении запасов прочности деталей ДВС?
2. Чем характерен режим максимального крутящего момента?
3. Чем характерен режим номинальной мощности?
4. Чем характерен режим холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала?
5. Как узнать наиболее нагруженный режим работы двигателя?
6. Учитывается при расчетах влияние неустановившихся режимов?

2.2. Расчет цикла поршневого двигателя по методу Гриневецкого – Мазинга

На первом этапе проводится расчет цикла поршневого двигателя на режиме номинальной мощности $N_{ен}$, кВт при частоте вращения n_n , мин⁻¹. На кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ разработана программа расчета циклов поршневых двигателей, которой можно воспользоваться, так как она размещена на сайте университета [4, 7]. Для расчетов необходимо задать следующие величины: отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D ; величину

$\lambda = r/L$, где r – радиус кривошипа; L – длина шатуна. Численные значения этих величин определяют, ориентируясь на двигатели-прототипы – наиболее близкие по конструкции двигателя и по достигаемому результату. Обычно в задании на проект рекомендуется назначать двигатели-прототипы. При заданной мощности $N_{ен}$ расчет проводят, приняв сначала, что $D = 0$; $S = 0$. Далее, по ориентировочные значения S и D , окончательно выбирают размеры S и D (как правило, размеры S , D и длину шатуна L выбираются, как в двигателе-прототипе) и, приняв $N_e = 0$, окончательно проводят расчет цикла двигателя. После окончательного выбора S и D проводятся уточненные расчеты на двух режимах.

Рекомендуемые исходные данные для расчетов циклов двигателя с принудительным зажиганием (бензинового двигателя) и двигателя с воспламенением от сжатия (дизеля) приведены в табл. 5 и 6 [4, 7]. При расчете цикла на номинальном режиме исходные показатели в табл. 5 или 6 меняют до тех пор, пока в вычисленных показателях не получим заданное значение номинальной мощности.

При расчете цикла на режиме максимального крутящего момента должны быть заданы значения мощности $N_{eM_{e\max}}$ и соответствующая ему частота вращения коленчатого вала $n_{M_{e\max}}$. Обычно в задании на проектирование указывается для двигателей с принудительным зажиганием коэффициент приспособляемости $K = M_{e\max} / M_{ен}$, а для дизелей – номинальный коэффициент запаса крутящего момента $\mu_n = (M_{e\max} - M_{ен}) / M_{ен}$, а также скоростной коэффициент $K_n = n_{M_{e\max}} / n_n$. Здесь $M_{e\max}$, $M_{ен}$ – значение максимального крутящего момента и момента на номинальном режиме; $n_{M_{e\max}}$, n_n – частота вращения коленчатого вала на режимах максимального крутящего момента и номинальном. Заметим, что после вычисления $n_{M_{e\max}}$ необходимо скорректировать его численное значение – не должно быть, например, если при расчете получено значение $n_{M_{e\max}} = 2235 \text{ мин}^{-1}$, необходимо принять $n_{M_{e\max}} = 2250 \dots 2300 \text{ мин}^{-1}$. При заданном значении номинальной мощности $N_{ен}$ величину крутящего момента на этом режиме определяем по формуле $M_{ен} = 9550(N_{ен} / n_{ен})$. Тогда максимальный крутящий момент для проектируемого бензинового двигателя равен $M_{e\max} = K M_{ен}$ или для тракторного двигателя с воспламенением от сжатия – $M_{e\max} = M_{ен} \mu_n + M_{ен}$, а соответствующая частота

вращения на этом режиме – $n_{M_{e\max}} = K_n n_n$. Затем по этим значениям определяется мощность на режиме максимального крутящего момента $N_{eM_{e\max}} = (M_{e\max} n_{M_{e\max}}) / 9550$ и проводят расчет цикла на режиме максимального крутящего момента. Расчет проводят, последовательно изменяя исходные показатели, пока не будут получены полученные ранее значения $N_{eM_{e\max}}$ и $M_{e\max}$. Погрешность между вычисленными значениями и заданными для расчета не должно превышать 5 %.

Таблица 1. Исходные показатели для расчета цикла бензинового двигателя [4 ,7]

Параметры	Режим N_n	Режим $M_{e\max}$
	рекомендуемый	рекомендуемый
Давление окружающей среды p_0 , МПа	0,1	0,1
Температура окружающей среды T_0 , К	298	298
Степень сжатия ε (зависит от используемой марки бензина)	8,0...12,5	8,0...12,5
Коэффициент избытка воздуха α	0,85..1,10	0,85..1,10
Механический КПД η_m	0,75...0,90	0,75...0,90
Степень повышения давления	1,0	1,0
Подогрев свежего заряда ΔT	0...20	0...20
Температура остаточных газов T_r , К	900...1100	900...1100
Коэффициент сопротивления впускной системы $\xi_{вп}$	0,8...0,9	0,82...0,92
Коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{вып}$	1,02...1,20	1,03...1,21
Коэффициент дозарядки	1,0...1,15	1,0...1,15
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы φ_n	0,92...0,98	0,92...0,98
Коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z	0,8...0,87	0,8...0,87
Коэффициент использования теплоты в точке "e" ξ_e	0,82...0,90	0,82...0,90

Если при расчете цикла поршневого двигателя на номинальном режиме выбраны определенные показатели по табл. 1 или 2, то для повышения достоверности результатов расчета цикла на режиме макси-

мального крутящего момента, ряд показателей необходимо скорректировать (с учётом знака: «+» или «-») на величину поправки в соответствии с табл. 3.

Необходимо отметить, что приведённые диапазоны поправок, носят ориентировочный характер.

Это обусловлено отсутствием надёжных статистических данных. Кроме того, необходимо учитывать значительное количество факторов, влияющих на соотношение показателей на режиме максимального крутящего момента и номинальном режиме: электронное управление топливоподачей, регулирование наддува, наличие изменяемых фаз газораспределения и так далее.

Таблица 2. Исходные показатели для расчета цикла двигателя с воспламенением от сжатия [4,7]

Показатели	Режим N_H	Режим $M_{e_{max}}$
	рекомендуемый	рекомендуемый
Давление окружающей среды p_0 , МПа	0,1	0,1
Температура окружающей среды T_0 , К	298	298
Степень сжатия ϵ без наддува:		
неразделенные камеры сгорания	15,0...22	15,0...22
вихревые	16...21	16...21
предкамерные	16,5...22	16,5...22
- с наддувом	11...17	11...17
Коэффициент избытка воздуха α		
- с неразделенными камерами:		
с объемным смесеобразованием	1,50..1,70	1,45...1,60
с пленочным смесеобразованием	1,50...1,60	1,40...1,50
- с разделенными камерами:		
предкамерными	1,40...1,50	1,35...1,45
вихрекамерные	1,30...1,45	1,25...1,40
- с наддувом	1,50...2,20	1,45...2,20
Механический КПД η_m		
- без наддува	0,70...0,82	0,75...0,90
- с наддувом	0,80...0,92	0,85...0,92
Степень повышения давления наддуве π_k		
-низкий	$\leq 1,7$	1,6 ...1,7
-средний	1,7..2,5	1,6...2,4
-высокий	$\geq 2,5$	$\geq 2,5$
Подогрев свежего заряда ΔT	0...20	0...20
Температура остаточных газов T_r , К	900...1100	900...1100

Окончание табл. 2

Показатели	Режим N_H	Режим $M_{e\max}$
	рекомендуемый	рекомендуемый
Коэффициент сопротивления впускной системы $\xi_{вп}$:		
- без наддува	0,82...0,92	0,825...0,93
- с наддувом	0,90...0,94	0,91...0,95
Коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{вып}$:		
- без наддува	1,05...1,25	1,02...1,20
- механический наддув	1,06...1,28	1,03...1,20
- турбонаддув	0,90...1,02	0,88...0,95
Коэффициент дозарядки	1,0...1,04	1,0...1,02
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы φ_{II}	0,92...0,98	0,92...0,98
Коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z :		
- с неразделенными камерами сгорания	0,65...0,75	0,70...0,90
- с разделенными камерами сгорания	0,60...0,75	0,65...0,80
Коэффициент использования теплоты в точке "в" ξ_v :		
- с неразделенными камерами сгорания	0,72...0,85	0,75...0,95
- с разделенными камерами сгорания	0,65...0,80	0,70...0,85

При их учёте значение поправки может выйти за пределы приведённых в табл. 1 и 2 диапазонов. В этом случае принятие поправки необходимо обосновывать.

Таблица 3. Изменение показателей на режиме максимального крутящего момента

Параметры в исходных данных для расчета цикла		Поправки
AL	Коэффициент избытка воздуха: двигатель с принудительным воспламенением двигатель с воспламенением от сжатия	- (0...0,02) - (0,05...0,10)
PIK	Степень повышения давления при наддуве	- (0,10...0,20)
ETM	Механический КПД η_m	+ (0,05...0,08)
PZ	Максимальное давление цикла дизеля, МПа	+ (0,5...1,0)
DT	Подогрев заряда на впуске, К	+ (3...5)
TR	Температура остаточных газов, К	+ (20...50)
СIZ	Коэффициент использования теплоты, ξ_z	+ (0,02...0,05)
DOZ	Коэффициент дозарядки	- (0...0,05)
С1	Коэффициент сопротивления на впуске p_d/p_0	+ (0,05...0,10)
С2	Коэффициент сопротивления на выпуске p_r/p_0	- (0,05...0,15)

Результаты цикла поршневого двигателя содержит «Исходные параметры» и «Вычисленные параметры» (см. прил. 5 и 6). Исходные параметры выбирались нами для двигателей с принудительным воспламенением из табл. 5, а для двигателей с воспламенением от сжатия из табл. 2 (с учетом поправок в табл. 3). Теперь вычисленные показатели для проектируемого двигателя необходимо сравнить с известными статистическими данными выпускаемых в настоящее время поршневых двигателей.

В табл. 4 приведены статистические данные показателей цикла двигателя с принудительным воспламенением, а в табл. 5 – то же для двигателей с воспламенением от сжатия. Если вычисленные нами показатели не входят в диапазон значений, указанных в табл. 4 или 5, то следует вернуться к расчету, изменив исходные показатели.

Таблица 4

Статистические данные показателей цикла бензинового двигателя

Показатели	Режим N_H	Режим M_{max}
	статистические данные	статистические данные
Коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$	0,04...0,08	0,04...0,08
Коэффициент наполнения η_v	0,7...0,90	0,7...0,95
Давление в начале сжатия p_a , МПа	$p_a = \xi_{вп} p_0$	$p_a = \xi_{вп} p_0$
Температура в начале сжатия T_a , К	320...400	320...400
Показатель политропы сжатия n_1	1,32...1,39	1,32...1,39
Давление в конце сжатия p_c , МПа	0,9...2,0	0,9...2,0
Температура в конце сжатия T_c	600...800	600...800
Максимальная температура сгорания T_z , К	2400...2900	2400...2900
Максимальное давление цикла p_z , МПа	4,0...10,0	4,0...10,0
Показатель политропы расширения n_2	1,15...1,30	1,15...1,30
Давление в конце расширения p_b , МПа	0,35...0,60	0,35...0,60
Температура в конце расширения T_b , К	1200...1700	1200...1700
Среднее индикаторное давление, p_i , МПа	0,7...1,3	0,8...1,3
Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)	225...290	225...290
Индикаторный КПД	0,3...0,53	0,3...0,53
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,7...1,3	0,8...1,3
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	190...280	190...280
Эффективный КПД η_e	0,2...0,45	0,2...0,40

Таблица 5

Статистические данные показателей циклов двигателей
с воспламенением от сжатия

Показатели	Без наддува		С наддувом	
	Режим N_H	Режим $M_{e\max}$	Режим N_H	Режим $M_{e\max}$
Коэффициент остаточных газов $\gamma_{\text{ост}}$	0,03...0,06	0,03...0,06	0,02...0,04	0,02...0,04
Коэффициент наполнения η_v	0,80...0,94	0,80...0,95	0,90...1,05	0,90...1,05
Давление в начале сжатия p_a , МПа	$p_a = \xi_{\text{вп}} p_0$	0,08..0,09	0,12...0,14	0,12...0,14
Температура в начале сжатия T_a , К	300...400	300...400	320...450	320...450
Показатель политропы сжатия n_1	1,35...1,39	1,32..1,39	1,32...1,40	1,32...1,40
Давление в конце сжатия p_c , МПа	3,5...6,0	3,5...6,0	До 8,0	До 8,0
Температура в конце сжатия T_c , К	800...1000	800...1000	До 1100	До 1100
Максимальная температура сгорания T_z , К	1700...2200	1700...2200	1800...2500	1700...2200
Максимальное давление цикла r_z , МПа	4,0...7,5	4,0... 8,0	4,0...11,5	4,0...11,5
Показатель политропы расширения n_2	1,15...1,30	1,15...1,30	1,15...1,30	1,15...1,30
Давление в конце расширения p_b , МПа	0,20...0,60	0,20...0,60	0,35...0,60	0,35...0,60
Температура в конце расширения T_b , К	1000...1300	1000...1300	1100...1700	1100...1700
Среднее индикаторное давление r_i , МПа	0,7...1,3	1,040	До 2,5	До 2,5
Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)	175...220	175...220	160...205	160...205
Индикаторный КПД	0,38...0,50	0,38...0,50	0,38...0,53	0,38...0,53
Среднее эффективное давление r_e , МПа	0,6...0,8	0,6...0,8	0,8...1,8	0,8...1,8
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	210...280	210...280	190...245	190...245
Эффективный КПД η_e	0,30...0,40	0,30...0,40	0,35...0,53	0,35...0,53

После расчета цикла двигателя на двух режимах определяют массы деталей кривошипно-шатунного механизма для уравнивания и проводят динамический расчет двигателя также на двух режимах по программе [4], разработанной на кафедре. По результатам динамического расчета запасы прочности основных деталей вычисляют с учетом нагрузок на наиболее нагруженном режиме. В файле уу. с указаны наиболее нагруженные шатунные и коренные шейки, а также величина изгибающих моментов в щеках. В четырехцилиндровых поршневых двигателях с порядком работы цилиндров 1-3-4-2 наиболее нагруженные шейки, как правило, вторая и четвертая.

Вопросы для самопроверки

1. Почему отличаются исходные данные при расчете цикла поршневого двигателя на двух режимах: номинальном и максимального крутящего момента?
2. Как выбираются ход поршня и радиус кривошипа для расчета цикла поршневого двигателя?
3. Как изменяется механический КПД при работе двигателя на двух режимах: номинальном и максимального крутящего момента?
4. Как изменяется коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z при работе двигателя на двух режимах: номинальном и максимального крутящего момента?
5. Как изменяется коэффициент использования теплоты в точке "b" ξ_b при работе двигателя на двух режимах: номинальном и максимального крутящего момента?
6. Как назначается при расчете максимальное давление цикла двигателя с воспламенением от сжатия?
7. Чему равен эффективный КПД η_e бензинового двигателя?
8. Чему равен эффективный КПД η_e двигателя с воспламенением от сжатия??

Глава 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНИХ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1. Основные понятия

Скоростной характеристикой двигателя внутреннего сгорания называется комплекс зависимостей: эффективной мощности, крутящего момента (или среднего эффективного давления), часового и удельного эффективного расходов топлива, а также других показателей от частоты вращения коленчатого вала n при неизменном положении органа управления подачей топлива [15,16, 17].

Характеристику можно снимать как при полной, так и при частичной подаче топлива. В зависимости от этого различают следующие виды скоростных характеристик:

- внешняя (при полной подаче топлива);
- частичные (при промежуточных положениях органа управления подачей топлива).

Особенности смесеобразования, разные принципы действия и характеристики топливной аппаратуры у бензиновых двигателей и дизелей обуславливают различие в протекании их скоростных характеристик. Различный вид имеют кривые изменения часового расхода воздуха G_v , коэффициентов наполнения η_v и избытка воздуха α , и другие. Наиболее существенным отличием является значительное снижение величины крутящего момента M_k у дизеля при уменьшении частоты вращения коленчатого вала. Для исправления характеристики M_k в топливной аппаратуре дизелей предусматривается корректор, увеличивающий цикловую подачу топлива с уменьшением n . Характер изменения M_k определяется также типом регулятора, применяемого на топливном насосе: двухрежимный или всережимный. Регуляторы обеих типов обеспечивают автоматическое уменьшение цикловой подачи топлива при увеличении частоты вращения n выше номинальной, что устраняет опасность ее чрезмерного повышения при значительном резком уменьшении внешней нагрузки. Ограничители и регуляторы частоты вращения могут устанавливаться и на бензиновые двигатели.

По скоростным характеристикам определяются частоты на следующих режимах [12,16, 17]:

- минимальной устойчивой частоты вращения n_{\min} ;
- максимального крутящего момента $n_{M_{e\max}}$;
- минимального удельного расхода топлива $n_{\text{ЭК}}$ (наибольшей экономичности);
- номинальной мощности $n_{\text{н}}$.

Напомним, что номинальная мощность $N_{\text{еном}}$ – назначаемая предприятием-изготовителем эффективная мощность двигателя при номинальной частоте вращения, положении органов управления, соответствующей полной подаче топлива, стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива; двигатель, установленный на испытательном стенде, должен быть без вентилятора, воздухоочистителя, глушителей шума выпуска и впуска, искрогасителя, выпускной трубы и нейтрализатора отработавших газов, а также без оборудования, потребляющего мощность двигателя, но его не обслуживающего.

Таким образом, ВСХ очерчивает верхнюю границу поля возможных эксплуатационных режимов работы двигателя [11, 2]. С ее помощью, следовательно, можно судить об экстремальных значениях показателей и параметров двигателя при его работе на конкретной частоте вращения коленчатого вала. Именно на режимах внешней скоростной характеристики детали двигателя подвергаются наибольшему механическому и тепловому нагрузкам, максимальной оказывается также дымность отработавших газов дизелей. Это указывает на особую важность методик, позволяющих определять показатели двигателя на режимах ВСХ. Обычно их получают опытным путем. Однако такая возможность имеется не всегда, тем более она отсутствует на стадии проектирования. Поэтому ВСХ, построенная расчетным путем после расчета цикла, как правило, только на двух режимах: максимального крутящего момента и максимальной мощности имеет важное значение на этапе обоснования основных показателей и параметров проектируемого двигателя.

В работе [12] приведена методика построения кривой эффективной мощности N_e в относительных единицах, которая названа единой относительной внешней скоростной характеристикой. Строится она отдельно для бензиновых двигателей и дизелей. Она базируется на том, что после статистической обработки ВСХ выпускаемых двигателей с очень небольшой долей погрешности мощность N_e для однотипных двигателей по единой ВСХ в зависимости от номинальной определяется следующими данными:

частота вращения $n_{\text{хв}}$ % от $n_{\text{н}}$ 20 40 60 80 100 120;

для бензиновых двигателей N_{ex} в % от N_n 20 50 73 92 100 120;

для дизелей N_{ex} в % от N_n 17 41 67 87 100.

Здесь индексы: « x » относится к текущему значению соответствующих величин, « n » – режиму номинальной (максимальной) мощности. Зависимости других показателей, в частности, расход топлива от частоты вращения в этой методике не рассматриваются.

В приведенной методике статистическая обработка проводилась для двигателей, показатели технического уровня которых существенно отличаются от выпускаемых в настоящее время, что приводит к значительным погрешностям при моделировании мощности и крутящего момента. Дело в том, что одной из основных тенденций развития автомобильных и тракторных двигателей является повышение мощности и экономичности. Как показывают данные статистического анализа, мощность силовых установок возрастает в зависимости от их назначения на 60...80 % за каждые 10 лет. Поэтому при статистической обработке показателей ВСХ, выпускаемых в настоящее время двигателей, видимо процентные соотношения будут другими.

В [13, 14] для расчета показателей ВСХ приведены уравнения в виде полиномов второй или третьей степени. Так эффективная мощность N_{ex} , кВт определяется по формуле:

$$N_{ex} = N_{en} [a_1 (n_x/n_n) + b_1 (n_x/n_n)^2 + c_1 (n_x/n_n)^3], \quad (1)$$

а крутящий момент M_{ex}

$$M_{ex} = M_{en} [a_2 + b_2 (n_x/n_n) + c_2 (n_x/n_n)^2], \quad (2)$$

где коэффициенты a_i , b_i , c_i зависят от типа и конструктивных особенностей двигателя.

Структуру, аналогичную M_{ex} , имеют формулы для расчета изменения по ВСХ часового расхода топлива $G_{tx} = f_1(n_x)$, кг/ч и удельного эффективного расхода топлива $g_{ex} = f_2(n_x)$, г/(кВт·ч). Для дизелей при определении зависимости $N_{ex} = f_3(n_x)$ правая часть уравнения (1) умножается на отношение коэффициентов подачи топливного насоса на рассчитываемом режиме n_x и на режиме номинальной мощности N_{en} .

Соответствие текущего значения эффективного крутящего момента M_{ex} , Н·м и часового расхода топлива G_{tx} , кг/ч от частоты вращения коленчатого вала проверяется по известным формулам

$$M_{ex} = (3 \cdot 10^4 / \pi) (N_{ex} / n_x); \quad G_{tx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (3)$$

В работах [12, 13] приведены уравнения для расчета ВСХ в виде полиномов степени n (типа (1) и (2)), постоянные коэффициенты которых определяются на основе обработки данных параметров двигателей-прототипов методом наименьших квадратов. Эти коэффициенты и использовались при описании показателей ВСХ проектируемого двигателя, за исключением свободного члена. Свободный член уравнения определялся методом подбора после расчета цикла двигателя на режиме номинальной мощности. В этой методике, как и предыдущих, за исходную точку принималось значение параметров ВСХ на режиме номинальной мощности.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое внешняя скоростная характеристика?
2. Как снимается при испытаниях частичная скоростная характеристика?
3. Что такое номинальная мощность двигателя?

3.2. Использование безразмерных координат при аппроксимации показателей ВСХ

Все рассмотренные методики позволяют получать приближенные значения показателей ВСХ, а наибольшее расхождение расчетных и экспериментальных данных имеют эффективный крутящий момент M_{ex} и часовой расход топлива G_{tx} , т.е. показатели, которые более тесно связаны с процессами, протекающими в цилиндрах двигателя.

В частности, при математическом описании параметров ВСХ для каждого двигателя большое значение на величину постоянных коэффициентов полиномов a_i, b_i, c_i оказывают:

- коэффициент приспособляемости

$$K = M_{e \max} / M_{e \text{ном.}}$$

- номинальный μ коэффициент запаса крутящего момента:

$$\mu = (M_{e \max} - M_{e \text{н.}}) / M_{e \text{н.}};$$

- скоростной коэффициент

$$K_n = n_{M_{e \max}} / n_n,$$

где $M_{e_{\max}}, n_{M_{e_{\max}}}$ – эффективный максимальный крутящий момент и частота вращения на этом режиме; $M_{e_{\text{н}}}, n_{\text{н}}$ – тоже на режиме номинальной мощности.

Величины K (или μ), K_n рассмотренными выше методиками при расчете показателей ВСХ двигателей, отличающихся по мощности, никаким образом не учитывались, хотя характер протекания кривых ВСХ зависит от их значений.

Действительно, при математическом описании зависимостей текущих значений эффективных крутящего момента M_{ex} , мощности N_{ex} ; часового $G_{\text{тх}}$ и удельного эффективного расходов топлива g_{ex} , от частоты вращения коленчатого вала n_x , например, в виде (1) или (2), постоянные коэффициенты a_i, b_i, c_i, d_i будут размерными, зависящими от величины показателей ВСХ двигателя. Кроме того, при графическом изображении ВСХ по осям координат откладываются размерные величины (рис. 2, 3). Естественно, что для двигателей различной мощности или даже одинаковой мощности, но при разных значениях коэффициентов K (или μ), а также K_n , графики ВСХ в размерных координатах не будут эквидистантными кривыми, а значит уравнениями (1) или (2) (или процентными соотношениями) не могут быть описаны достаточно точно. Сравнение показателей ВСХ двигателей разной мощности и частот вращения можно осуществить, если перейти к безразмерным показателям, приняв их значения в некоторых точках ВСХ в качестве критериев подобия в обобщенной (безразмерной) системе координат [15,16].

Как известно [16], необходимым и достаточным условием подобия двух систем или процессов одинаковой физической природы (модель и натура) является равенство соответствующих критериев их подобия, составленных из обобщенных (безразмерных) координат и показателей (параметров) рассматриваемых систем. Условия равенства критериев подобия позволяет по показателям одного процесса делать заключение о показателях другого процесса, а также о характере их изменения. Для этого в теории подобия используются, как правило, безразмерные (обобщенные) координаты, выбор которых позволяет определять условие подобия модели и природы. Применительно к показателям ВСХ, изображенных на рис. 1 и 2 графически, это означает необходимость выбора хотя бы двух точек на этих графиках, построенных уже в безразмерных (обобщенных) координатах, где показатели двигателей-прототипов должны быть равны. Условимся, что все дальнейшие

выводы относятся к моделированию внешней скоростной характеристики (в [18, 19] она называется эксплуатационной внешней скоростной характеристикой).

На рис. 2 и 3 приведены ВСХ бензинового двигателя и дизеля с регуляторной ветвью в принятых при испытаниях ДВС координатах – по оси абсцисс – значение частоты вращения коленчатого вала n_x ; по оси ординат – значение эффективных M_e, N_e, G_T, g_e .

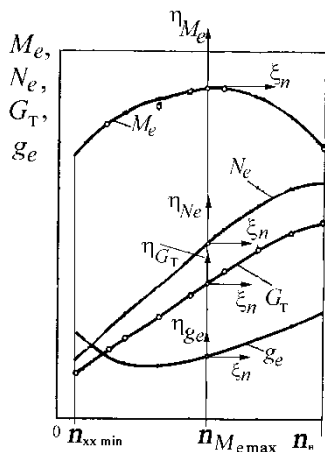


Рис. 2. ВСХ бензинового двигателя и системы безразмерных координат

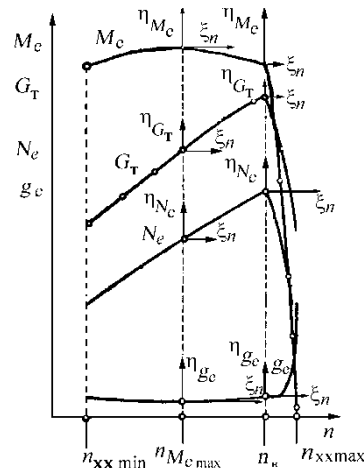


Рис. 3. ВСХ дизеля с регуляторной ветвью и системы безразмерных координат

Примем начало безразмерных (обобщенных) координат на пересечении прямой $n_{M_{e\max}} = const$ с кривыми: эффективного крутящего момента M_{ex} , эффективной мощности N_{ex} , часового G_{Tx} и удельного расходов топлива g_{ex} (в старой системе – $M_e-n, N_e-n, G_T-n, g_e-n$ и других показателей) (см. рис. 2 и 3).

В безразмерных координатах переменные определим в виде:

- – ось абсцисс – для частоты вращения n_x :

$$\xi_n = (n_x - n_{M_{e\max}}) / (n_n - n_{M_{e\max}}); \quad (4)$$

- оси ординат:

- для эффективного крутящего момента M_{ex} :

$$\eta_{M_e} = (M_{ex} - M_{e\max}) / (M_{e\max} - M_{eN_{en}}); \quad (5)$$

- для эффективной мощности N_{ex} :

$$\eta_{N_e} = (N_{ex} - N_{eM_{e\max}}) / (N_{eN} - N_{eM_{e\max}}); \quad (6)$$

- для часового расхода топлива $G_{Тх}$:

$$\eta_{G_T} = (G_{Тх} - G_{ТM_{e\max}}) / (G_{ТN_{eH}} - G_{ТM_{e\max}}); \quad (7)$$

- для удельного расхода топлива g_{ex} :

$$\eta_{g_e} = (g_{ex} - g_{eM_{e\max}}) / (g_{eN_{eH}} - g_{eM_{e\max}}). \quad (8)$$

Здесь индексы x , и \max означают значения соответствующих величин: текущие, на режимах эффективных номинальной мощности N_{eH} и максимального крутящего момента $M_{e\max}$.

Системы безразмерных (обобщенных) координатах показаны на рис. 2 и 3, из которых следует, что безразмерные оси координат $\xi_n - \eta_{M_e}$, $\xi_n - \eta_{N_e}$, $\xi_n - \eta_{G_T}$ и $\xi_n - \eta_{g_e}$ параллельны осям координат с действительными значениями показателей ВСХ, а их начала располагаются в точках пересечения прямой $n_{M_{e\max}} = const$ с кривыми, описывающие соответствующие показатели ВСХ. Заметим, что используя зависимости, аналогичные (5) – (8) можно моделировать изменения и других показателей, например, расхода воздуха G_b , давления компрессора p_k , турбины p_T и т.д.

Пересчет в безразмерные координаты показателей регуляторной ветви ВСХ дизеля, начала которых располагаются на линии $n_H = const$ в размерных координатах (см. рис. 3), проводится по формулам:

– ось абсцисс – для частоты вращения n_x :

$$\xi_n = (n_x - n_{N_{eH}}) / (n_{xx\max} - n_H); \quad (9)$$

- оси ординат:

- для эффективного крутящего момента M_{ex} :

$$\eta_{M_e} = (M_{ex} - M_{eN_{eH}}) / (M_{en_{\text{об}}\max} - M_{eN_{eH}}); \quad (10)$$

- для эффективной мощности N_{ex} :

$$\eta_{N_e} = (N_{ex} - N_{eH}) / (N_{en_{xx}\max} - N_{eH}); \quad (11)$$

- для часового расхода топлива $G_{Тх}$:

$$\eta_{G_T} = (G_{Тх} - G_{ТN_{eH}}) / (G_{Тn_{xx}\max} - G_{ТN_{eH}}); \quad (12)$$

- для удельного расхода топлива g_{ex} :

$$\eta_{g_e} = (g_{ex} - g_{eN_{eH}}) / ((g_{en_{xx}\max} - g_{eN_{eH}})). \quad (13)$$

В зависимостях (10 – (13) индекс $n_{xx\max}$ означает, что соответствующие показатели определяются на режиме максимальной частоты вращения холостого хода.

При таком выборе координатных осей на режимах $M_{e\max}$ и N_{en} обобщенные показатели ВСХ в безразмерных координатах соответственно равны 0 и ± 1 . Тем самым выполняется необходимое и достаточное условие подобия – при подобии модели и природы соответствующие их критерии равны по крайней мере в двух точках. Заметим, что при использовании принятых нами обобщенных координат влияние коэффициентов приспособляемости и скоростного учитывается автоматически – числителем в формулах (4) – (13). На участках ВСХ от $n_{xx\min}$ до $n_{Me\max}$ такие точки можно определить, если получить зависимости аналогичные (4) – (8), заменив в них n_n на $n_{xx\min}$ (минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала). Действительно, на участках $n_{xx\min}$ до $n_{Me\max}$ и от $n_{Me\max}$ до n_n процессы в цилиндрах двигателя протекают неодинаково, поэтому показатели ВСХ следует моделировать с использованием разных зависимостей. Чтобы не усложнять расчеты, примем допущение, что на всем участке ВСХ от $n_{xx\min}$ до n_n показатели ВСХ аппроксимируются на этих участках одинаково. Как будет показано в примерах моделирования ВСХ, при определении показателей расчетным методом на участке частот вращения $n_{xx\min}$ до $n_{Me\max}$ возникают погрешности вычислительного характера, хотя существенного влияния на моделирование ВСХ они не оказывают.

Так как эффективный крутящий момент и часовой расход топлива, как было отмечено выше, более тесно связаны с процессами, протекающими в цилиндрах двигателя, то их целесообразно моделировать в первую очередь, т. е. аппроксимировать протекание по ВСХ $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_n)$. Для вычисления зависимостей $N_{ex} = f_2(n_x)$ и $g_{ex} = f_3(n_x)$ достаточно воспользоваться формулами (3). Поэтому в дальнейшем при моделировании ВСХ будем использовать безразмерные показатели $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_n)$. В этом случае погрешность вычисления будет приемлемой.

Для аппроксимации $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_\delta} = f(\xi_n)$ используем показатели ВСХ известного двигателя, принимаемого в качестве прототипа. В зависимости от того, какие показатели прототипа имеются, используются либо формулами (4), (5), (7), либо (4), (6), (8).

Расчеты показали, что ВСХ в безразмерных координатах однотипных двигателей (независимо от действительной мощности и частот вращения), как правило, отличаются незначительно [19, 20, 21, 22]. Об

этом свидетельствуют, например, представленные на рис. 4 в безразмерных координатах кривые $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_n)$ для 16 двух- и трехцилиндровых дизелей с объемом одного цилиндра $V_h \leq 0,5$ л фирм Ruggeneri моделей MD, RD, RF и 4 двигателей Lombardini серии LDWFOCS [23, 24, 25].

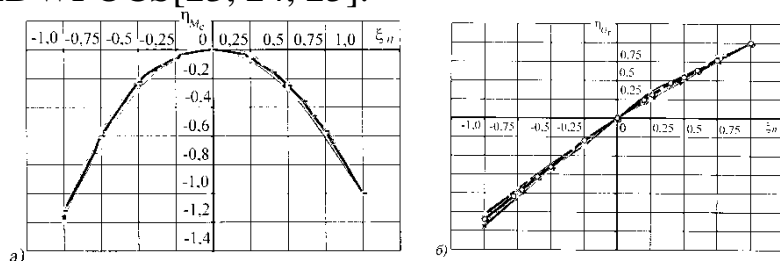


Рис. 4. Зависимости эффективного крутящего момента $\eta_{M_e} = f_1(n)$ (а) и часового расхода топлива $G_m = f_2(n)$ (б) от частоты вращения n в безразмерных координатах для 20 дизелей без наддува и их усредненные значения

Незначительный разброс обобщенных показателей η_{M_e} и η_{G_T} в безразмерных координатах делает возможным аппроксимацию зависимости $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и

$\eta_{G_T} = f(\xi_n)$ для всех двигателей по средним значениям, в частности, виде полиномов второго или третьего порядка [16]:

$$\eta_{M_e} = 0,0911\xi_n^3 - 1,0775\xi_n^2 - 0,0272\xi_n + 0,0136; \quad (14)$$

или

$$\eta_{M_e} = -2 \cdot 10^{-13}\xi_n^4 + 0,0911\xi_n^3 - 1,0775\xi_n^2 - 0,0272\xi_n + 0,0136; \quad (15)$$

$$\eta_{G_T} = -0,1923\xi_n^2 + 1,185\xi_n + 0,004; \quad (16)$$

или

$$\eta_{G_T} = 1 \cdot 10^{-14}\xi_n^3 - 0,1923\xi_n^2 + 1,185\xi_n + 0,004. \quad (17)$$

Зависимости (14) – (17) позволяют построить единую или обобщенную ВСХ [18] для дизелей малого литража (без наддува), а также провести ее моделирование на стадии проектирования. На рис. 5 в безразмерных координатах приведены графики $\xi_n - \eta_{M_e}$, $\xi_n - \eta_{N_e}$ и $\xi_n - \eta_{G_T}$ для этих дизелей.

Для мощности N_e получены следующие аппроксимирующие полиномы:

$$\eta_{N_e} = -0,614\xi_n^2 + 1,678\xi_n - 0,0022; \quad (18)$$

или

$$\eta_{N_e} = -0,1981\xi_n^3 - 0,614\xi_n^2 + 1,8111\xi_n - 0,0022. \quad (19)$$

Для моделирования показателей ВСХ на стадии проектирования проводится расчет циклов ДВС на двух режимах: номинальной мощности и максимального крутящего момента определяются значения $N_{eM_{e\max}}$, N_{eH} , $M_{e\max}$, $M_{eN_{eH}}$, $G_{TM_{e\max}}$, $G_{TN_{eH}}$, $g_{eM_{e\max}}$, $g_{eN_{eH}}$ и др. только в двух точках ВСХ. Разделив промежутки между $n_{xx\min}$ до $n_{M_{e\max}}$, а также от $n_{M_{e\max}}$ до n_H на ряд интервалов (желательно, чтобы их количество было одинаковым), подсчитаем значения ξ_n проектируемого двигателя на начало каждого интервала. По (4) – (13) определяются только текущие безразмерные показатели ВСХ η_{M_e} , η_{N_e} , η_{G_T} , η_{g_e} . В зависимости от того, какие показатели двигателя, принятого за прототип, известны, с учетом (12) и (13) можно использовать только формулы (5) и (7) или (6) и (8). Например, для ВСХ зарубежных двигателей в основном приводятся значения N_{ex} , M_{ex} , и g_{ex} .

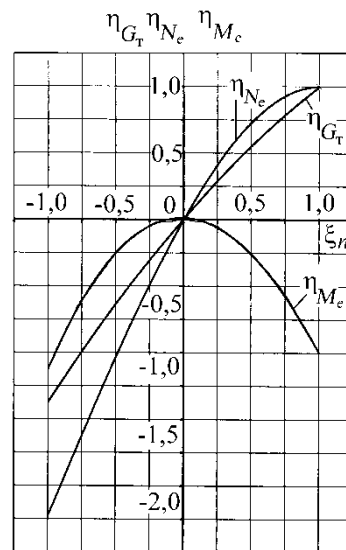


Рис. 5. Единая ВСХ в безразмерных координатах для дизелей без наддува

Пусть, например, проектируется дизель без наддува. Математическое моделирование основывается на тождественности уравнений, описывающих процессы модели и прототипа. Поэтому в левые части (14) или (15), (16) или (17) подставляются текущие значения η_{M_e} и η_{G_T} проектируемого двигателя, а в правые части их – численные значения ξ_n также проектируемого двигателя, вычисленные для промежутков от $n_{xx\min}$ до $n_{M_{e\max}}$, а также от $n_{M_{e\max}}$ до $n_{N_{eH}}$, то можно определить значения M_e и G_T для тех точек ВСХ, где вычислены ξ_n . Таким образом, принимается допущение, что в соответствии с теорией подобия постоянные коэффициенты в правой части уравнений (15)-(17) не меняются. Впрочем, это и следует из рис. 5 для дизелей.

Для бензиновых двигателей и дизелей с наддувом были проведены аналогичные расчеты, которые показали, что незначительный разброс обобщенных показателей η_{M_e} и η_{G_T} в безразмерных координатах позволяет аппроксимацию зависимости $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_n)$ для всех двигателей по средним значениям показателей [20, 21, 22]. Таким

образом, в рассмотренном случае критерии подобия η_{M_e} и η_{G_0} двух процессов одинаковой физической природы равны и такие процессы подобны. Условие равенства критериев подобия позволяет по безразмерным показателям одного процесса (натуры) делать заключение о показателях другого процесса (модели). Полученные зависимости позволяют определять численные значения M_{ex} и G_{Tx} . Покажем это на конкретных примерах.

Вопросы для самопроверки

1. Что является необходимым и достаточным условием подобия двух систем или процессов одинаковой физической природы?
2. Почему при моделировании необходимо переходить к обобщенным (безразмерным) координатам?
3. Где располагается начало обобщенных координат?
4. Какое допущение принимается при моделировании ВСХ двигателя на стадии проектирования?
5. Для чего проводится аппроксимация показателей ВСХ двигателя-прототипа в безразмерных координатах?

3.3. Пример моделирования ВСХ дизеля

Представим, что моделируются $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ дизеля, номинальная мощность которого $N_{ен} = 200$ кВт при $n_n = 4500$ мин⁻¹, а крутящий момент на этом режиме $M_{ен} = 425$ Н·м. На частотах вращения от 1750 до 2500 мин⁻¹ (среднее значение 2125, которое в дальнейшем примем за начало обобщенных координат) дизель развивает максимальный крутящий момент $M_{e\max} = 560$ Н·м. Разделив промежуток между $n_{xx\min}$ до принятого значения $n_{M_{e\max}}$ на 5 интервалов (через 250 мин⁻¹), а от $n_{M_{e\max}}$ до n_n – на 6 интервалов (через 500 мин⁻¹), по формуле (4) определим численные значения ξ_n (табл.1). Мощность на частотах вращения коленчатого вала 1750, 2000, 2125, 2500 мин⁻¹ определена по формуле (3).

В соответствии с зависимостью (5) текущие значения η_{M_e} проектируемого дизеля имеют вид (численные значения определяются только при $n_{N_{ен}}$ и $n_{M_{e\max}}$)

$$\eta_{M_e} = \frac{M_{ex} - 560}{560 - 425} = (M_{ex} - 560)/135. \quad (20)$$

Таблица 1. Показатели ВСХ проектируемого дизеля

n_x	$M_{ex}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_{ex}, \text{кВт}$	ξ_n
1	2	3	4
1000			-0,4737
1250			-0,3684
1500			-0,2632
1750	560	101,7	-0,1579
2000	560	117,3	-0,0526
2125	560	124,6	0
2500	560	146,6	0,1579
3000			0,3684
3500			0,5789
3750			0,6842
4000			0,7895
4500	425	200	1

В качестве прототипа (натуры) примем ВСХ дизеля 6B5.9-115 фирмы Cummins ($N_{ен} = 86 \text{ кВт}$, $n_n = 2500 \text{ мин}^{-1}$, $M_{ен} = 328,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$). На частотах вращения от 1250 до 1500 мин^{-1} максимальный крутящий момент $M_{e\text{max}} = 380 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (табл. 2). В последних столбцах табл. 2 для дизеля 6B5.9-115 по формулам (4) и (5) определены значения безразмерных показателей ξ_n и η_{M_e} . Зависимость $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ аппроксимирована полиномами третьего порядка:

$$\eta_{M_e} = 0,0258 + 0,5268\xi_n - 2,9917\xi_n^2 + 1,4621\xi_n^3. \quad (21)$$

Таблица 2. Показатели дизеля 6B5.9-115 Cummins

n_x	$M_{ex}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_{ex}, \text{кВт}$	ξ_n	η_{M_e}
1000	348	37,8	-0,3333	-0,6214
1125	372	44,2	-0,2222	-0,1553
1250	380	49,7	-0,1111	0
1375	380	54,5	0	0
1500	380	59,7	0,1111	0
1625	379	64,3	0,2222	-0,0194
1750	375	68,7	0,3333	-0,0971
1875	369	72,4	0,4444	-0,2136
2000	363	75,4	0,5555	-0,3301
2125	355	77,9	0,6667	-0,4854
2250	345	80,8	0,7778	-0,6796
2375	337	83,0	0,0009	-0,8350
2500	328,5	86,0	1,0	-1,0

На рис. 6 приведены графики $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ ВСХ фирмы Cummins.

В соответствии с теорией подобия (как было показано ранее (см. п. 2.2) на примере дизелей с рабочим объемом одного цилиндра $V_h \leq 0,5$ л, а также в работах [20 – 23]) примем, что для проектируемого дизеля в безразмерных координатах зависимость $\eta_{M_e} = f(\xi_n)$ также описывается формулой (21). Это дает возможность найти значения для частот вращения от 1000 до 4500 мин^{-1} (см. табл. 1). Для этого в левой части уравнения (21) заменим значением η_{M_e} дизеля, взятого из соотношения (20), показатели ВСХ которого моделируются. Если теперь в правую часть соотношения (21) подставлять соответствующие значения ξ_n в соответствии с табл. 1, то получим уравнение для вычисления значений M_{ex} для каждого значения n_x (в табл. 1 каждому значению n_x соответствует свое значение ξ_n):

$$(M_{ex} - 560)/135 = 0,0258 + 0,5268\xi_n - 2,9917\xi_n^2 + 1,4621\xi_n^3 \quad (22)$$

или после преобразований

$$M_{ex} = 560 + 135(0,0258 + 0,5268\xi_n - 2,9917\xi_n^2 + 1,4621\xi_n^3) \quad (22, а)$$

Вычисление по зависимости (22, а) рекомендуется проводить с помощью Excel.

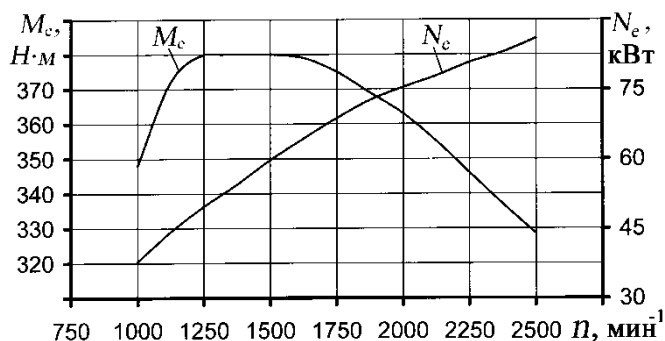


Рис. 6. ВСХ дизеля 6B5.9-115 фирмы Cummins (кривые 2 и 2').

После вычисления крутящего момента по всем частотам вращения от 1000 до 2500 мин^{-1} значения N_{ex} определим по формуле (3). Результаты расчетов по предлагаемому методу сведены в табл. 3 (столбцы 4 и 6), а на рис. 6 построены графики этих показателей (кривые 2 и 2').

При расчете этих показателей мы заранее ввели в заблуждение читателей³, поскольку для моделирования ВСХ выбран известный современный дизель БМВ-535d [21], ВСХ которого приведена на рис. 6 (кривые 1 и 1'). В столбцах 2 и 3 (табл. 3) даны численные значения M_{ex} и

³ Использование показателей ВСХ современных двигателей еще раз показывает эффективность предлагаемого метода моделирования.

N_{ex} при различном значении n_x , ав 5 и 7 – погрешности вычисления (в процентах) по предлагаемой методике в сравнении с приведенными известными значениями для дизеля БМВ-535d и расчетами по методике других авторов.

Таблица 3. Результаты расчетов показателей ВСХ и сравнение их с показателями дизеля БМВ-535d

n_x	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	По предлагаемому методу				По [12]		По [14]	
			M_{ex} , Н·м	% %	N_{ex} , кВт	% %	N_{ex} , кВт	% %	N_{ex} , кВт	% %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1000	370	38,7	418	16	43,8	13,0	34	14,0	47,6	30,0
1250	480	62,8	472	3,2	61,9	1,5	65	3,3	61,5	4,1
1500	530	83,2	513	5,2	80,6	3,2	75	11,0	75,7	10,7
1750	555	101,7	541	3,4	99,2	2,5	81	25,6	90,1	12,2
2000	560	117,3	558	0,3	117,0	0,25	93	26,1	104,4	11,0
2125	560	124,6	563	0,6	125,4	0,62	122	2,1	118,5	10,2
2500	560	146,6	565	1,3	148,0	0,97	134	9,4	132,1	9,6
3000	540	169,6	545	0,9	171,1	0,87	148	14,6	157,2	7,34
3500	510	186,9	508	0,5	186,0	0,48	174	7,42	177,9	4,80
3750	490	192,4	486	0,8	190,9	0,76	189	1,81	186,2	3,22
4000	468	196,0	465	0,6	194,8	0,64	195	0,52	192,8	1,66
4500	425	200	428	0,7	201,7	0,73	200	0,13	2000	0,13

В табл. 3 (столбцы 8 и 9) приведены результаты расчетов по методике [12], а также погрешность вычисления N_{ex} на различных частотах, а на рис. 6 построены графики (кривые 3 и 3') по вычисленным значениям M_{ex} и N_{ex} .

Отметим, что рабочий объем дизеля 6B5.9-115 фирмы Cummins, взятого за прототип – 5,88 л, а моделируемого – 3,498 л.

В [14] для определения расчетных точек кривой эффективной мощности дизелей с неразделенными камерами предложена следующая зависимость:

$$N_{ex} = N_{ен} \frac{n_x}{n_H} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_H} - \left(\frac{n_x}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (23)$$

В табл. 3 приведены результаты расчетов по формуле (23), а также погрешность вычисления N_{ex} на приведенных частотах в сравнении с опытными данными. На рис. 7 построены графики (кривые 4 и 4') по вычисленным значениям M_{ex} и N_{ex} . Сравнение величин погрешностей при вычислении показателей ВСХ по предлагаемому методу,

методикам [12] и [14] по отношению к опытным значениям M_{ex} и N_{ex} свидетельствует о существенном преимуществе предлагаемого метода с использованием безразмерных координат.

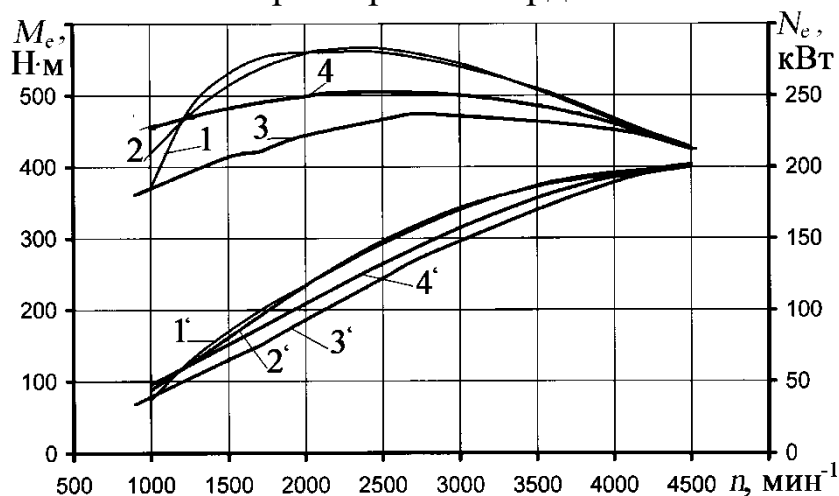


Рис. 7. Графики $M_e = f_1(n)$ и $N_e = f_2(n)$: 1, 1' – для дизеля БМВ-535d (экспериментальные) [21]; расчетные: 2 и 2' – по предлагаемому методу; 3 и 3' – по методике [12]; 4 и 4' – по методике [14]

Как было показано ранее, на начальном участке кривых ВСХ (от 1000 до 1250 мин⁻¹) погрешность вычисления составляет 13...16%. Однако на участке ВСХ, который наиболее интересен для использования двигателя в составе транспортного средства, она составляет менее 1%..

Вопросы для самопроверки

1. Как уменьшить погрешность вычисления показателей ВСХ на начальном участке?
2. Чем можно объяснить большую погрешность при вычислении показателей ВСХ без перевода их в безразмерные?

3.4. Моделирование ВСХ бензинового двигателя

Представим, что моделируются $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ бензинового двигателя БМВ-630, показатели ВСХ которого были заранее известны [29]. Рабочий объем двигателя – 2,996 л. Номинальная мощность его $N_{ен} = 190$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n_{н} = 6600$ мин⁻¹, крутящий момент на этом режиме $M_{eN_{ен}} = 275$ Н·м. При частотах вращения 2500...3500 мин⁻¹ (среднее значение 3000, которое примем за начало безразмерной системы координат) двигатель развивает максимальный крутящий момент $M_{e_{max}} = 300$ Н·м. Разделив промежуток

между $n_{x\text{min}}$ и принятым значениям $n_{M_{e\text{max}}}$ на 4 интервала (через 500 мин⁻¹), а от $n_{M_{e\text{max}}}$ до $n_{\text{н}}$ – на 7 интервалов (также через 500 мин⁻¹), по (4) определим численные значения ξ_n (табл. 4).

В соответствии с (5) текущие значения η_{M_e} для проектируемого двигателя имеют вид

$$\eta_{M_e} = \frac{M_{ex} - 300}{300 - 275} = (M_{ex} - 300)/25. \quad (24)$$

Таблица 4. Показатели ВСХ проектируемого двигателя

n_x	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	ξ_n
1000			-0,5556
1500			-0,4167
2000			-0,2778
2500	300	78,5	-0,1389
3000	300	94	0
3500	300	109,9	0,1389
4000			0,2778
4500			0,4167
5000			0,5556
5500			0,6944
6000			0,8333
6600	275	190	1

В качестве прототипа (натуры) примем ВСХ бензинового двигателя ВАЗ-2111 ($N_{e\text{н}} = 58$ кВт, $n_{\text{н}} = 5000$ мин⁻¹, $M_{eN_{e\text{н}}} = 110$ Н·м, табл. 5). При частотах вращения от 3000 до 3500 мин⁻¹ максимальный крутящий момент $M_{e\text{max}} = 114$ Н·м, графики $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ приведены на рис. 8. Рабочий объем двигателя – 1,5 л.

В последних столбцах табл. 5 по (4) и (5) определены значения безразмерных показателей ξ_n и η_{M_e} для прототипа – двигателя ВАЗ-2111. зависимости между которыми аппроксимированы полиномом третьего порядка:

$$\eta_{M_e} = -0,0825 + 1,0624\xi_n - 3,2593\xi_n^2 + 1,2348\xi_n^3. \quad (25)$$

Если теперь в левую часть уравнения (25) вместо η_{M_e} подставить его текущее значение из (24) $(M_{ex} - 300)/25$, а в правую часть последовательно подставлять значения ξ_n из табл. 4 (столбец б), то после расчета получим значения $M_{ex} = f_1(n)$.

Таблица 5. Экспериментальные данные ВСХ ВАЗ 2111

Данные измерения на стенде			Обобщенные показатели	
n , мин ⁻¹	M_e , Н·м	N_e , кВт	ξ_n	η_{M_e}
1	2	3	6	7
1500	92	14,45	-1	-5,5
2000	101	21,15	-0,7143	-3,25
2500	109	28,53	-0,4286	-1,25
3000	114	35,81	-0,1429	0
3250	114	38,8	0	0
3500	114	41,78	0,1429	0
4000	113	47,33	0,4286	-0,25
4500	111,5	52,54	0,7143	-0,625
4800	110,8	55,69	0,8857	-0,8
5000	110	57,59	1,0	-1,0

Результаты расчета приведены в табл. 6, где в столбцах 2 и 3 даны экспериментальные значения для крутящего момента и мощности бензинового двигателя БМВ-630 на частотах от 1000 до 7000 мин⁻¹.

Таблица 6. Показатели бензинового двигателя БМВ-630

n_x	Экспериментальные данные		Моделирование по предлагаемой методике				По методике [12]		По методике [14]	
	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	M_{ex} , Н·м	% погр.	N_{ex} , кВт	% погр.	M_{ex} , Н·м	% погр.	M_{ex} , Н·м	% погр.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1000	245	25	252,74	3,16	26,5	5,5	-	-	32,5	30,0
1500	268	41,6	270,49	0,93	42,5	2,1	38	8,7	50,8	22,0
2000	288	60	283,61	1,52	59,4	1,0	67	11,7	69,7	16,2
2500	300	78,5	292,6	2,47	76,6	2,5	110	21,0	88,9	13,3
3000	300	94	297,94	0,69	93,6	0,4	127	17,0	107,8	14,7
3500	300	109,9	300,14	0,05	110,0	0,1	138,7	15,6	125,9	14,5
4000	295	123,5	299,69	1,59	125,5	1,6	153	12,3	142,6	15,5
4500	292	137,6	297,09	1,74	140,0	1,7	174,8	11,2	157,6	14,6
5000	288	151	292,84	1,68	153,3	1,5	177	15,8	170,4	12,8
5500	284	164	287,43	1,21	165,5	0,9	178	8,5	180,3	10,0
6000	280	176	281,35	0,48	176,8	0,4	184	8,2	187,0	6,3
6600	275	190	273,89	0,41	189,3	0,4	190	0	190	0
7000	255	180	269,20	5,5	197,3	8,8	174,8	2,9	188,6	4,8

В табл. 6 приведены также результаты расчета по методу [12], величины погрешностей по сравнению с опытными значениями N_{ex} на различных частотах, а на рис. 7 – графики M_{ex} и N_{ex} (кривые 4 и 4') по вычисленным значениям.

В [14] предложена следующая зависимость для определения расчетных точек кривой эффективной мощности бензиновых двигателей:

$$N_{ex} = N_{ен} (n_x/n_{н}) \left[1,0 + (n_x/n_{н}) - (n_x/n_{н})^2 \right]. \quad (26)$$

Значения $N_{ex} = f_2(n)$ по предлагаемой методике определены по формуле (3). Результаты расчетов по предлагаемой методике и методикам в [12, 14], а также величина погрешности по сравнению с опытными данными приведены в табл. 6. На рис. 7 по расчетным данным построены графики $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ для всех расчетных и экспериментальных данных, а также для двигателя прототипа.

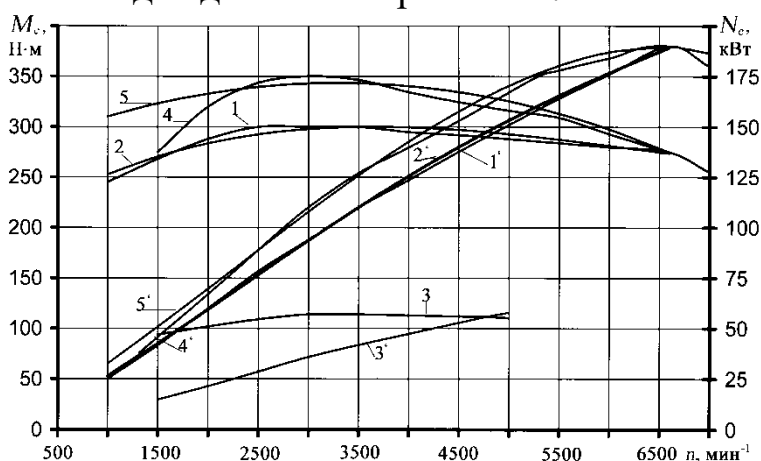


Рис. 8. Графики $M_e = f_1(n)$ и $N_e = f_2(n)$ бензинового двигателя 2,0 TurboFSI: 1, 1' – действительные [26]; 3 и 3' – графики $M_e = f_1(n)$ и $N_e = f_2(n)$ бензинового двигателя TTCore 1,8 T; расчетные: 2 и 2' – по предлагаемому методу; 4 и 4' – по методике [12]; 5 и 5' – по методике [14]

Наконец, покажем, что предлагаемая методика применима для современных двигателей. Пусть моделируемый двигатель развивает мощность $N_{ен} = 147,2$ кВт при $n_{н} = 5100$ мин⁻¹, $M_{eN_{ен}} = 276$ Н·м (табл. 7), а в диапазоне частот вращения от 1800 до 5000 мин⁻¹ максимальный крутящий момент $M_{e_{max}} = 280$ Н·м (значение $n = 3400$ мин⁻¹ примем за начало координат безразмерной системы). Чтобы не вводить в заблуждение читателей, отметим, что попытаемся моделировать ВСХ современного двигателя 2,0 TurboFSI – первого в мире серийного двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива, турбонаддувом и с промежуточным охлаждением воздуха [15]. Рабочий объем двигателя – 2,0 л.

В последних столбцах табл. 7 подсчитано значения ξ_n . Графики $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ для этого двигателя приведены на рис. 9.

В качестве прототипа (натуры) примем ВСХ бензинового двигателя *TTCoupe 1,8 T* фирмы *AUDI* ($N_{e\max} = 132$ кВт при $n_{N_{eH}} = 5500$ мин⁻¹, $M_{eN_{eH}} = 229$ Н·м (табл. 8).

Таблица 7. Показатели бензинового двигателя

n_x	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	ξ_n
1000	236	25	-1,4118
1500	263	41,3	-1,1177
1800	280	52,7	-0,9412
2000	280	58,6	-0,8235
2500	280	73,3	-0,5294
3000	280	88,0	-0,2353
3400	280	100,0	0
3500	280	103,0	0,0588
4000	280	117,2	0,3529
4500	280	132,0	0,6471
5000	280	147,0	0,9412
5100	276	147,2	1
5500	255	147,0	1,2353
6000	233	147	1,5294
6500	205	140,0	1,8235
7000	180	132,0	2,1176

На частотах вращения от 1950 до 5250 мин⁻¹ максимальный крутящий момент $M_{e\max} = 235$ Н·м (за начало обобщенной системы координат выбираем $n = 3600$ мин⁻¹). Рабочий объем двигателя – 1,781 л. [23].

В табл. 9 приведены также результаты расчетов по формулам (4) и (6) безразмерных показателей ξ_n и η_{N_e} (в отличие от предыдущего примера покажем моделирование сначала N_{ex} , а вычисление M_{ex} проводить по формуле (3).

Это сделано на основании следующих соображений. На рис. 9 приведены графики $M_{ex} = f_1(n)$ и $N_{ex} = f_2(n)$ ВСХ для обоих двигателей, из которых следует, что аппроксимировать значения M_e можно только кусочно-линейными функциями (нарушение гладкости). В то же время графики изменения N_e – без нарушения гладкости и непрерывности, поэтому моделировать будем изменение мощности N_e , графики которой можно описать аналитическими функциями.

Показатели бензинового двигателя
TT Coupe 1,8 T фирмы *AUDI*

n_x	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	ξ_n	η_{N_e}
1000	191	20	-1,3684	-1,5866
1250	210	27,5	-1,2368	-1,4134
1500	223	35	-1,1053	-1,2402
1650	232	40	-1,0263	-1,1247
1950	235	48	-0,8684	-0,940
2000	235	49,2	-0,8421	-0,9122
2500	235	61,5	-0,5790	-0,6282
3000	235	73,9	-0,3158	-0,3418
3500	235	86,2	-0,0526	-0,0577
3600	235	88,7	0	0
4000	235	98,5	0,2105	0,2263
5000	235	123	0,7368	0,7921
5250	235	129,2	0,8684	0,9353
5500	229	132	1,0	1,0
6000	208	131	1,2632	0,9769

В данном табл. 9 для двигателя *TT Coupe 1,8 T* зависимости между безразмерными показателями ξ_n и η_{N_e} аппроксимированы полиномами третьего порядка [22, 23]:

$$\eta_{N_e} = 0,0463 + 1,1268\xi_n - 0,1437\xi_n^2 - 0,0894\xi_n^3. \quad (27)$$

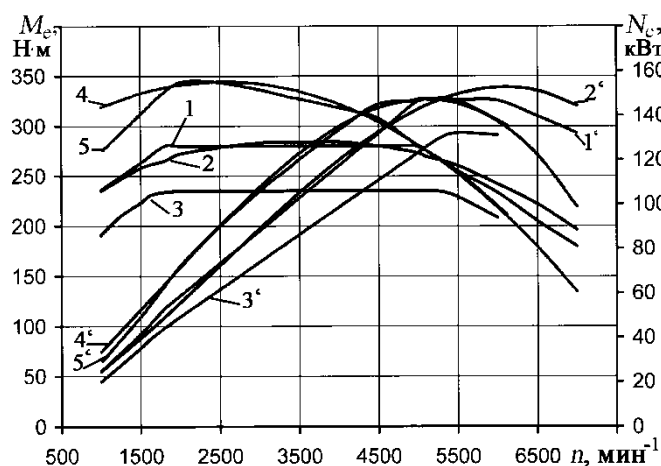


Рис. 9. Графики $M_e = f_1(n)$ и $N_e = f_2(n)$ бензинового двигателя 2,0 TurboFSI: 1, 1' – действительные [22]; 3 и 3' – графики $M_e = f_1(n)$ и $N_e = f_2(n)$ бензинового двигателя *TT Coupe 1,8 T*; расчетные: 2 и 2' – по предлагаемому методу; 4 и 4' – по методике [12]; 5 и 5' – по методике [14]

В соответствии с (6) текущие значения η_{N_e} для двигателя 2,0 TurboFSI имеют вид

$$\eta_{N_e} = \frac{N_{ex} - 100}{147,2 - 100} = (N_{ex} - 100)/47,2. \quad (28)$$

Подставим в левую часть (27) текущее значение η_{N_e} из зависимости (28) для двигателя 2,0 TurboFSI, а в правую – вычисленные нами значения ξ_n из табл. 8.

$$(N_{ex} - 100)/47,2 = 0,0463 + 1,1268\xi_n - 0,1437\xi_n^2 - 0,0894\xi_n^3 \quad (29)$$

После расчетов получим текущие расчетные значения N_{ex} , а затем определим M_{ex} по (3). Результаты расчетов по предлагаемому методу и величина погрешности по сравнению с опытными данными приведены в табл.9, а на рис. 8 построены по расчетным данным графики 2 и 2'.

В табл. 9 приведены результаты расчета показателей ВСХ по методу [12] и [14], а также величины погрешности в сравнении с опытными значениями N_{ex} , а на рис. 8 построены графики M_{ex} и N_{ex} (кривые 4 и 4', а также 5 и 5') по предлагаемой методике.

Таблица 9. Показатели бензинового двигателя 2,0 TurboFSI

n_x	Экспериментальные данные		Моделирование по предлагаемой методике				По методике [16]		По методике [18]	
	M_{ex} , Н·м	N_{ex} , кВт	M_{ex} , Н·м	% погр.	N_{ex} , кВт	% погр.	M_{ex} , Н·м	% погр.	M_{ex} , Н·м	% погр.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1000	236	25	235	0,5	24,6	0,5	33,4	35,2	29,4	19,1
1500	263	41,3	258	2,0	40,5	2,0	52,3	26,6	49,0	18,6
1800	280	52,7	265	5,3	50	5,3	63,8	20,9	63,0	19,4
2000	280	58,6	272	2,8	57	2,8	71,5	21,9	73,6	25,5
2500	280	73,3	279	0,5	73	0,4	90,2	23,0	90,0	22,8
3000	280	88,0	283	1,2	89	1,2	107,6	22,3	107,5	22,2
3400	280	100,0	284	1,3	101	1,3	119,9	20,3	117,0	17,4
3500	280	103,0	284	1,3	104	1,3	122,8	19,6	120,0	16,9
4000	280	117,2	284	1,5	119	1,5	135,0	15,1	135,4	15,5
4500	280	132,0	280	0	132	0	143,4	8,7	145,0	9,9
5000	280	147,0	274	2,5	143	2,5	147,1	0,33	146,5	0,1
5100	276	147,2	270	2,2	144	2,2	147,2	0	147,2	0
5500	255	147,0	260	2,1	150	2,1	145,3	1,0	146,5	0,2
6000	233	147	242	3,7	152	3,7	137,2	6,4	135,4	7,6
6500	205	140,0	223	8,2	151	8,2	122,0	12,6		
7000	180	132,0	196	9,0	144	9,1	98,8	25,2		

Проанализируем полученные результаты. Погрешность вычисления показателей ВСХ по предлагаемой методике находится в пределах 1...9 %, в то время, как по методикам [8] – до 25, а [10] – до 22 %.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличается моделирование ВСХ бензинового двигателя от дизеля?
2. Почему при моделировании ВСХ бензинового двигателя сначала определили N_{ex} , а затем M_{ex} ?

3.5. Рекомендуемый порядок моделирования показателей ВСХ

В заключение приведем предлагаемую последовательность моделирования показателей ВСХ на стадии проектирования.

1. *Проводим расчет цикла проектируемого двигателя на двух режимах* – максимального крутящего момента $M_{e\max}$ и номинальной мощности N_{en} . Пусть, например, для бензинового двигателя $N_{en} = 58$ кВт, $n_H = 5000$ мин⁻¹, $M_{eN_{ei}} = 111$ Н·м. При частотах вращения от 3500 мин⁻¹ максимальный крутящий момент $M_{e\max} = 120$ Н·м. На этих же режимах $G_{\partial M_{e\max}} = 12,4$ кг/ч; $G_{\partial N_{ei}} = 17,1$ кг/ч; $g_{eM_{e\max}} = 290$ г/(кВт·ч); $g_{eN_{ei}} = 301$ г/(кВт·ч). Это показатели бензинового двигателя ВАЗ-2111, ВСХ которого был приведен в п. 3.4.

2. *Разделим на ряд интервалов частоты вращения от $n_{xx\min}$ до n_H* . Так, если принять для проектируемого двигателя $n_{xx\min} = 1500$ мин⁻¹, то приняв шаг $\Delta n = 500$ подсчитаем значение ξ_n по формуле (4) (табл. 10)

Таблица 10. Значение ξ_n для проектируемого двигателя

n_x	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
ξ_n	-1,3333	-1,0	-0,6667	-0,3333	0	0,3333	0,6667	1,0

Проводим расчет текущих значений η_{M_e} (или η_{N_e}) по (5) или (6), а также η_{G_T} по (7).

Для проектируемого двигателя

$$\eta_{M_e} = (M_{ex} - 120) / 9 = 0,1111M_{ex} - 13,3333; \quad (30)$$

$$\eta_{G_T} = (G_{Tx} - 12,5) / 4,4 = 0,2273G_{Tx} - 2,8409. \quad (31)$$

3. Выбираем прототип проектируемого двигателя и переводим показатели ВСХ в безразмерные.

В качестве прототипа проектируемого двигателя возьмем бензиновый двигатель ВАЗ-2101, показатели которого в натуральных и безразмерных координатах приведены в табл. 11 [19].

4. После пересчета показателей ВСХ прототипа в безразмерные находим приближенные зависимости $\eta_{M_e} = f_1(\xi_n)$ (или как было показано на конкретных примерах $\eta_{N_e} = f_2(\xi_n)$ и $\eta_{G_T} = f_3(\xi_n)$)

$$\eta_{M_e} = -0,0025 + 0,0155\xi_n - 1,3241\xi_n^2 + 0,3749\xi_n^3; \quad (32)$$

или
$$\eta_{M_e} = -0,000891 + 0,2538\xi_n - 1,3129\xi_n^2; \quad (33)$$

$$\eta_{G_T} = -2,313 \cdot 10^{-4} + 0,9997\xi_n; \quad (34)$$

или
$$\eta_{G_T} = -3,661 \cdot 10^{-4} + 0,9996\xi_n + 3,911 \cdot 10^{-4}\xi_n^2; \quad (35)$$

Таблица 11. Внешняя скоростная характеристика двигателя 2101

n , мин ⁻¹	M_e , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)	ξ_n	η_{M_e}	η_{N_e}	η_{G_T}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1400	76,7	11,2	4,50	400	-0,9091	-1,389	-1,276	-0,9088
2000	82,5	17,3	6,08	352	-0,6364	-0,636	-0,885	-0,6368
2600	85,9	23,4	7,67	328	-0,3636	-0,194	-0,494	-0,3632
3200	87,3	29,3	9,25	316	-0,0909	-0,013	-0,115	-0,0912
3400	87,4	31,1	9,78	314	0	0	0	0
3800	87,1	34,7	10,83	313	0,1818	-0,039	0,231	0,1807
4400	85,7	39,5	12,42	315	0,4545	-0,221	0,539	0,4544
5000	83,2	43,6	14,00	321	0,7273	-0,546	0,807	0,7263
5600	79,7	46,7	15,59	333	1	-1	1	1

5. Приняв, что показатели абсолютной ВСХ проектируемого двигателя описываются в безразмерных (обобщенных) показателях зависимостями типа (32 – (35), проводим расчет $M_{ex} = f_1(n)$ (или $N_{ex} = f_2(n)$), а также $G_{Tx} = f_3(n)$. Для этого в левую часть уравнения (32) (или (33)), а также (34 (или (35)) подставляем правые части соотношений (30) и (31) соответственно. Вместо значений ξ_n в левые части уравнений (32) – (35) подставляем текущие значения ξ_n проектируемого двигателя из табл. 10. Результаты расчета, а также экспериментальные данные показателей ВСХ двигателя ВАЗ-2111 приведены в табл. 12. Зависимости $N_{ex} = f_2(n)$ и $g_{ex} = f_4(n)$ подсчитывались по формуле (3).

Результаты расчета $M_{ex} = f_1(n)$ с использованием зависимостей (32) (числитель) и (33) (знаменатель) приведены в столбце 6 табл. 12. Использование полинома второго порядка дает более приемлемые результаты, так как погрешность вычисления M_e по сравнению с экспериментальными данными не превосходит 1-2 %.

Таблица 12. Экспериментальные и расчетные данные ВСХ ВАЗ 2111

Данные измерения на стенде					Расчетные данные			
n , мин ⁻¹	M_e , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)	M_e , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1500	101	15,5	4,8	311	91,2/103,9	15,4	6,6/6,5	364
2000	106	22,5	7,3	324	104,7/110,8	23,6	8,1/7,9	341
2500	114	29,6	9,3	310	113,6/115,8	31,1	9,6/9,3	316
3000	118	37,3	10,9	292	118,5/118,7	37,9	11,0/10,7	298
3500	120	44,0	12,5	288	120,0/119,6	44,1	12,5/12,2	287
4000	118	49,1	14,5	299	118,9/118,4	49,5	14,0/13,6	284
4500	115	54,6	16,4	312	115,7/115,3	54,3	15,4/15,0	289
5000	111	58,1	16,9	299	111,0/110,1	58,4	16,9/16,4	301

Результаты расчета $G_T = f_3(n)$ с использованием зависимостей (34) (числитель) и (35) (знаменатель) приведены в столбце 8 табл. 13.

На малых частотах вращения (1500 и 2000 мин⁻¹) погрешность расчетных данных составляет 10-15 %, поскольку в качестве прототипа был взят бензиновый карбюраторный двигатель, который на этих частотах отличается низкой топливной экономичностью. Дальнейшее протекание кривой G_T по расчетным данным – вполне удовлетворительное (погрешность не превышает 5 %).

6. После расчета показателей ВСХ строим графики в натуральных координатах.

Вопросы для самопроверки

1. На каких режимах следует проводить расчет цикла поршневого двигателя для моделирования ВСХ?
2. Для чего выбирается ВСХ двигателя-прототипа?
3. Влияет ли погрешность вычисления на начальных кривых показателей ВСХ на общий характер ее?

Глава 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

4.1. Основные понятия

Обычно в тракторостроении применяются регуляторные характеристики (РХ), которые представляют собой зависимость частоты вращения n_x , эффективного крутящего момента M_{ex} , часового $G_{тх}$ и удельного g_{ex} расходов топлива от эффективной мощности дизеля N_{ex} при неизменном положении рейки топливного насоса, который управляется регулятором. Если на дизеле установлен всережимный регулятор, то характеристику можно получить как при крайнем, соответствующем полной подаче топлива, так и при промежуточных положениях рычага управления (соответственно полную и частичную регуляторную характеристику).

Регуляторную характеристику снимают путем последовательного увеличения внешней нагрузки от нулевой (при максимальной частоте вращения холостого хода) до наибольшей, соответствующей минимальной частоте устойчивой работы дизеля при максимальном крутящем моменте [11, 12, 13].

Сначала при увеличении внешней нагрузки частота вращения коленчатого вала несколько понижается (5...8 %) и регулятор автоматически увеличивает цикловую подачу топлива от минимальной (на режиме холостого хода $n_{хх}$) до величины, соответствующей номинальной мощности $N_{ен}$ и частоте вращения коленчатого вала дизеля n_n . При дальнейшем увеличении нагрузки и отсутствии дополнительных устройств в топливном насосе высокого давления цикловая подача возрастать не может – рейка топливного насоса дошла до упора. Дизель начинает работать при неизменном положении рейки, т. е. по корректорной ветви внешней скоростной характеристики. Вследствие этого РХ имеет два участка: регуляторную ветвь 1-2 и корректорную (безрегуляторную) 2-3 (рис. 10).

Эффективный крутящий момент дизеля M_e при увеличении нагрузки возрастает (ветвь 1-2 РХ), поскольку регулятор перемещает рейку топливного насоса для увеличения цикловой подачи топлива. На

корректорной ветви 2-3 часовой расход топлива G_T снижается вследствие уменьшения частоты вращения коленчатого вала и, следовательно, числа циклов в единицу времени.

Для увеличения M_e на этом участке в топливном насосе имеется корректор, позволяющий дополнительно увеличить цикловую подачу топлива и получить максимальное значение $M_{e\max}$ (точка 4).

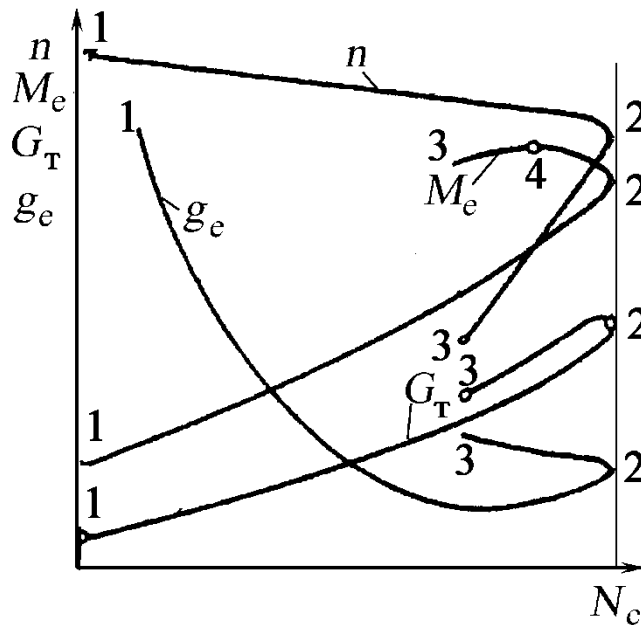


Рис. 10. Участки регуляторной характеристики дизеля: 1-2 – регуляторная; 2-3 – корректорная

Для оценки устойчивости работы дизеля используются коэффициент приспособляемости $K = M_{e\max} / M_{eH}$ (или коэффициент запаса крутящего момента $\mu = (M_{e\max} - M_{eH}) / M_{eH}$) и скоростной коэффициент $K_n = n_{M_{e\max}} / n_H$, где $M_{e\max}$, $n_{M_{e\max}}$ – эффективный максимальный крутящий момент и частота вращения на режиме максимальной мощности; M_{eH} , n_H – то же на режиме номинальной мощности. Для современных дизелей легковых автомобилей средне-статистическое значение $\bar{K} = 1,29 \pm 0,07$; $\bar{K}_n = 0,50 \pm 0,03$. Для дизелей внедорожной техники значения \bar{K} и \bar{K}_n зависит от мощности и изменяется в пределах $\bar{K} = 1,17 \dots 1,27$; $\bar{K}_n = 0,64 \dots 0,74$ [18].

РХ в ряде случаев удобнее скоростных и нагрузочных характеристик при анализе совместной работы дизеля и потребителя мощности. Так, например, при работе тракторов с заданной постоянной скоростью внешняя нагрузка может изменяться в широких пределах вследствие

неоднородности сопротивления почвы или по каким-либо другим причинам. Это легко прослеживается по РХ. По сравнению с нагрузочной характеристикой РХ точнее отражает изменение показателей в зависимости от внешней нагрузки, так как на изменение показателей по РХ, как это и имеет место в процессе эксплуатации, влияют одновременно нагрузка и частота вращения. По сравнению со скоростной характеристикой РХ нагляднее и удобнее, особенно при рассмотрении ее регуляторной ветви, так как при построении скоростной характеристики в приемлемом масштабе показатели дизеля резко изменяются в небольшом интервале частоты вращения (от n_n до $n_{x\text{хmax}}$), что затрудняет точную оценку и анализ степени их изменения.

На корректорном участке РХ детали двигателя подвергаются наибольшим механическим и тепловым нагрузкам. Это указывает на особую важность методик, позволяющих определять показатели двигателя на режимах РХ. Обычно их получают опытным путем. Однако такая возможность имеется не всегда, тем более она отсутствует на стадии проектирования. Поэтому возможность построения РХ расчетным путем представляет определенный интерес [18].

Рассмотрим метод моделирования РХ тракторных дизелей, базирующийся на основе известных показателей РХ двигателей, принимаемых в качестве прототипа (или, в соответствии с теорией подобия и моделирования, натуры [17, 20]). Методик моделирования РХ в литературе не приводится.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего строят регуляторные характеристики дизелей?
2. Как снимают на испытательном стенде регуляторные характеристики?
3. Какие два участка можно выделить на регуляторной характеристике?

4.2. Аппроксимация показателей РХ

При графическом изображении РХ с действительными значениями показателей в размерных величинах невозможно провести анализ их изменения для дизелей, имеющих разную максимальную мощность и частоту вращения на этом режиме. Чтобы обойти возникшее затруднение, перейдем к безразмерным показателям [17, 27]. При этом будем использовать их в качестве критериев подобия, что позволит прово-

дить сравнение показателей РХ для двигателей разной мощности. Необходимым и достаточным условием подобия двух процессов одинаковой физической природы (модель и натура) является равенство соответствующих критериев их подобия, составленных из обобщенных координат и показателей рассматриваемых систем [17, 27]. Это позволяет по РХ одного дизеля делать заключение о РХ другого. Применительно к построению РХ это означает необходимость выбора хотя бы двух точек на графиках РХ в безразмерных координатах, где соответствующие показатели дизеля были бы равны.

Примем начало безразмерных (обобщенных) координат на пересечении прямой $N_{ei} = const$ с кривыми: эффективного крутящего момента M_{ex} , частоты вращения коленчатого вала n_x , часового G_{tx} и удельного расходов топлива g_{ex} (в старой системе – n - N_e , M_e-N_e , G_T-N_e , $N_e - g_e$ и других показателей) (рис. 9 и 10, точки 2).

Для обеспечения этого условия примем безразмерные показатели в виде:

- регуляторная ветвь 1-2:

– по оси абсцисс (в натуральных координатах эффективная мощность N_{ex} – в безразмерных показатель $\xi_{N_e} > 0$):

$$\xi_{N_e} = \frac{N_{ex} - N_{en}}{N_{en_{xx \max}} - N_{en}}; \quad (36)$$

– по осям ординат – регуляторная ветвь 1-2:

– для частоты вращения n_x (безразмерный показатель $\eta_n > 0$):

$$\eta_n = \frac{n_x - n_H}{n_{xx \max} - n_H}; \quad (37)$$

– для крутящего момента M_{ex} (безразмерный показатель $\eta_{M_e} > 0$):

$$\eta_{M_e} = \frac{M_{ex} - M_{en_H}}{M_{en_{xx \max}} - M_{en_H}}; \quad (38)$$

– для часового расхода топлива G_{tx} (безразмерный показатель $\eta_{G_T} > 0$):

$$\eta_{G_T} = \frac{G_{tx} - G_{TNeH}}{G_{Tn_{xx \max}} - G_{TNeH}}; \quad (39)$$

– для удельного расхода топлива g_{ex} (безразмерный показатель $\eta_{g_e} > 0$):

$$\eta_{g_e} = \frac{g_{ex} - g_{eN_{eH}}}{g_{eN_{eH\max}} - g_{eN_{eH}}}; \quad (40)$$

• корректорная ветвь 2-3:

– по оси абсцисс – для эффективной мощности N_{ex} (безразмерный показатель $\xi_{N_e} < 0$):

$$\xi_{N_e} = \frac{N_{ex} - N_{eH}}{N_{eH} - N_{eM_{e\max}}}; \quad (41)$$

– по осям ординат – для частоты вращения n_x (безразмерный показатель $\eta_n < 0$):

$$\eta_n = \frac{n_x - n_H}{n_{N_{eH}} - n_{M_{e\max}}}; \quad (42)$$

– для крутящего момента M_{ex} (безразмерный показатель $\eta_{M_e} < 0$):

$$\eta_{M_e} = \frac{M_{ex} - M_{eN_{eH}}}{M_{eN_{eH}} - M_{e\max}}; \quad (43)$$

– для часового расхода топлива G_{Tx} (безразмерный показатель $\eta_{G_o} < 0$):

$$\eta_{G_T} = \frac{G_{Tx} - G_{TN_{eH}}}{G_{TN_{eH}} - G_{TM_{e\max}}}; \quad (44)$$

– для удельного расхода топлива g_{ex} :

$$\eta_{g_e} = \frac{g_{ex} - g_{eN_{eH}}}{g_{eN_{eH}} - g_{eM_{e\max}}}. \quad (45)$$

Здесь индексы x , и \max означают значения соответствующих величин: текущие, на режимах эффективных номинальной мощности N_{eH} , максимальных крутящего момента $M_{e\max}$ и частоты вращения на режимах N_{eH} и $M_{e\max}$, а также на режиме максимальной частоты вращения холостого хода коленчатого вала $n_{xx\max}$.

На рис. 11 приведены РХ тракторного дизеля в принятых при испытаниях ДВС координатах. Одновременно здесь же показаны системы безразмерных (обобщенных) координат. Безразмерные оси координат $\xi_{N_e} - \eta_n$, $\xi_{N_e} - \eta_{G_T}$ и $\xi_{N_e} - \eta_{g_e}$ параллельны осям координат с

действительными значениями показателей РХ, а их начала располагаются в точках пересечения прямой $N_{eH} = const$ с кривыми соответствующих показателей РХ.

При расчете по (35)-(40) и (41)-(45) безразмерных показателей РХ регуляторной ветви на режимах номинальной мощности N_{eH} и максимальной частоты вращения холостого хода n_{xxmax} они равны соответственно 0 и 1, а безразмерные показатели корректорного участка равны 0 на режиме N_{eH} и -1 – на режиме M_{emax} . Тем самым выполняется необходимое и достаточное условие подобия – при подобии модели и природы соответствующие их критерии равны [27].

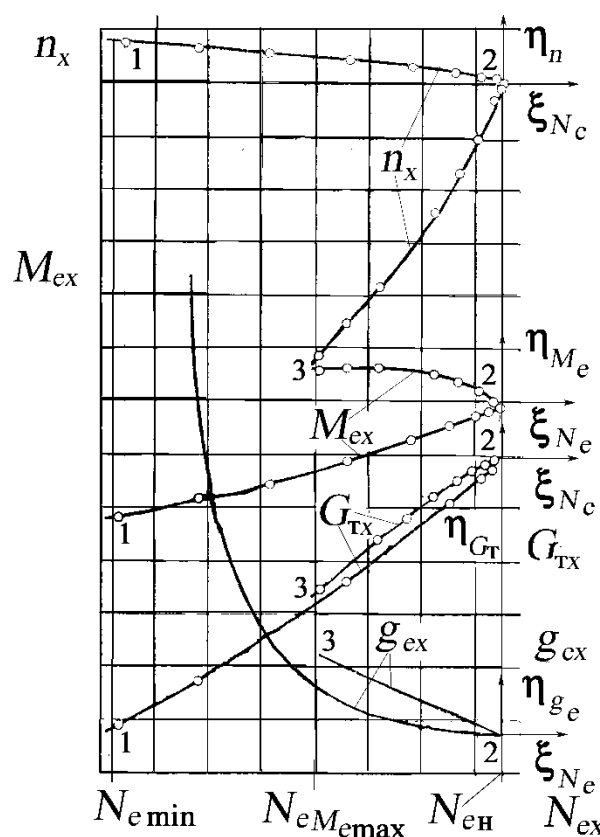


Рис. 11. Регуляторная характеристика дизеля и системы безразмерных координат

Перевод значения крутящего момента M_{ex} в безразмерные по формулам (38) и (43) можно не проводить. Если по (37) и (41) будет найден закон изменения частоты вращения n_x , то график эффективного крутящего момента может быть построен, так как

$$M_{ex} = 9550 \frac{N_{ex}}{n_x}. \quad (46)$$

Точно также при моделировании часового и удельных расходов топлива можно воспользоваться зависимостями только (38) и (42) или (39) и (43), так как

$$g_{ex} = 1000G_{Tx}/N_{ex}. \quad (47)$$

Расчеты показали, что в безразмерных координатах показатели РХ однотипных двигателей (независимо от действительной мощности и частот вращения), как правило, отличаются незначительно [18, 8, 9]. Так, на рис. 12 в безразмерных координатах представлены кривые $\eta_n = f(\xi_{N_e})$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_{N_e})$ для дизелей Д-4601, Д-461, Д-442, Д-145Т [28], а в табл.13 статистические средние значения безразмерных показателей $\bar{\xi}_{N_e}$, $\bar{\eta}_n$, $\bar{\eta}_{G_T}$.

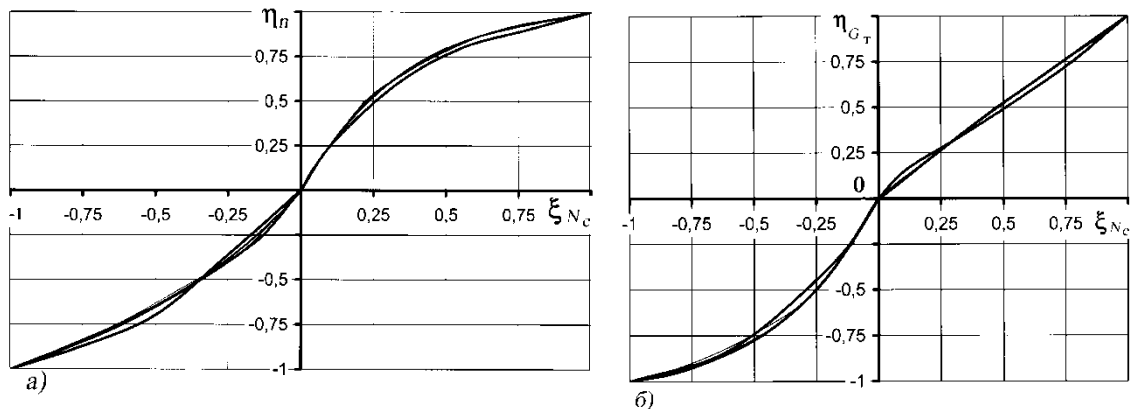


Рис. 12. Зависимости частоты вращения $\eta_n = f_1(N_e)$ (а) и часового расхода топлива $G_T = f_2(N_e)$ (б) от эффективной мощности N_e в безразмерных координатах для дизелей Д-4601, Д-461, Д-442, Д-145Т

Незначительный разброс показателей η_n и η_{G_T} в безразмерных координатах делает возможным аппроксимацию зависимости $\eta_n = f(\xi_{N_e})$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_{N_e})$ по средним значениям, в частности, в виде полиномов второго или третьего порядка:

– регуляторная ветвь:

$$\eta_n = 1,138\xi_{N_e}^3 - 2,8742\xi_{N_e}^2 + 2,7372\xi_{N_e} + 0,0027; \quad (48)$$

$$\eta_{G_T} = 0,0329\xi_{N_e}^3 - 0,1352\xi_{N_e}^2 + 1,1047\xi_{N_e} - 0,0032; \quad (49)$$

– корректорная ветвь:

$$\eta_n = 0,5075\xi_{N_e}^3 + 1,3278\xi_{N_e}^2 + 1,8194\xi_{N_e} - 0,0057; \quad (50)$$

$$\eta_{G_T} = 0,7919\xi_{N_e}^3 + 2,2922\xi_{N_e}^2 + 2,5007\xi_{N_e} - 0,0017. \quad (51)$$

Результаты исследования позволяют предложить следующий метод моделирования РХ на стадии проектирования.

1. Проводим расчет циклов дизеля для двух режимов: номинальной мощности $N_{ен}$ и максимального крутящего момента $M_{е\max}$, а также в соответствии с выбранным прототипом определяем величину $n_{хх\max}$ ($n_{хх\max} = (1,05...1,10)n_{N_{ен}}$). По результатам расчетов определяются значения N_e , M_e , G_T и g_e только в двух точках РХ (при $n_{хх\max}$ $N_{ен\хх\max} = 0$).

Таблица 13. Средние значения безразмерных показателей РХ $\bar{\xi}_{N_e}$, $\bar{\eta}_n$, $\bar{\eta}_{G_T}$ дизелей Д-4601, Д-461, Д-442, Д-145Т

№ п/п	$\bar{\xi}_{N_e}$	$\bar{\eta}_n$	$\bar{\eta}_{G_T}$
Регуляторный участок РХ			
1	1	1	1
2	0,8705	0,9615	0,8667
3	0,7409	0,9231	0,75
4	0,6114	0,8615	0,625
5	0,4819	0,7692	0,5083
6	0,3523	0,6538	0,375
7	0,2228	0,5	0,2333
8	0,0933	0,2308	0,1083
9	0	0	0
Корректорный участок РХ			
1	0	0	0
2	-0,25	-0,3621	-0,5
3	-0,50	-0,6983	-0,74
4	-0,75	0,8707	-0,9
5	-1	-1	-1

2. Разделив промежутки между $N_{ен\хх\max}$ до $N_{ен}$, а также от $N_{ен}$ до $N_{еM_{е\max}}$ на ряд интервалов (желательно одинаковых), подсчитаем, используя зависимости (36) и (41) ξ_{N_e} проектируемого двигателя для начала каждого из выбранных интервалов регуляторной и корректорной ветвей. Рекомендуется моделировать закон изменения по РХ только n_x и G_T , поскольку M_{ex} определяется по формуле (46), а g_{ex} – по формуле (47).

3. По формуле (37), (42) и (39), (44) определяются текущие безразмерные показатели РХ η_n и η_{G_T} для каждой из ветвей – регуляторной и корректорной. Напомним, что при $N_{eH} \xi_{N_e} = \eta_n = \eta_{G_T} = 0$; при $n_{xx \max} \xi_{N_e} = \eta_n = \eta_{G_T} = 1$; при $N_{eM_{e\max}} \xi_{N_e} = \eta_n = \eta_{G_T} = -1$.

4. Выбираем прототип проектируемого дизеля и переводим показатели РХ в безразмерные. После пересчета показателей РХ прототипа в безразмерные находим приближенные зависимости $\eta_n = f_1(\xi_{N_e})$ и $\eta_{G_T} = f_3(\xi_{N_e})$. Они могут иметь вид (48) – (51) в зависимости от действительных показателей РХ прототипа.

5. Приняв из условия подобия, что показатели РХ проектируемого дизеля описываются в безразмерных (обобщенных) показателях зависимостями типа (48) – (51), проводим расчет $n_x = f_1(N_{ex})$, а также $G_{\alpha x} = f_3(N_{ex})$ на регуляторной и корректорной ветвях. Для этого в левую часть уравнений (48) и (50), а также (49) и (51) (или подобного типа, которые получены после обработки безразмерных показателей дизеля-прототипа) подставляем текущие значения η_n и η_{G_T} для каждой из ветвей соответственно. Вместо значений ξ_{N_e} в правые части уравнений (48) – (51) подставляем соответствующие значения проектируемого дизеля (вычисленные по п. 2).

6. Графики зависимостей $M_e = f_4(N_e)$ и $g_e = f_5(N_e)$ строятся после расчета указанных показателей по формуле (46) и (47).

Тем самым приняв, что, как это следует из рис. 11, постоянные коэффициенты в (48)–(51) не меняются – критерии подобия η_n и η_{G_T} двух подобных процессов одинаковой физической природы равны. Покажем это на конкретных примерах.

Вопросы для самопроверки

1. Какие обобщенные (безразмерные) координаты выбирают при моделировании показателей РХ?
2. С какой целью показатели регуляторной характеристики переводят в безразмерные величины?
3. Какой порядок моделирования показателей РХ?

4.3. Пример моделирования РХ

Представим, что моделируются $\eta_n = f(\xi_{N_e})$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_{N_e})$ дизеля, для которого показатели РХ известны, что позволит проверить эффективность моделирования. На частоте вращения коленчатого вала 1470 мин^{-1} дизель развивает максимальный крутящий момент $M_{e \max} = 909 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при этом $N_{eM_{e \max}} = 140 \text{ кВт}$. Номинальная мощность дизеля $N_{ен} = 173 \text{ кВт}$ при $n_n = 2000 \text{ мин}^{-1}$. Максимальная частота вращения коленчатого вала устойчивого холостого хода $n_{хх\max} = 2150 \text{ мин}^{-1}$. Рабочий объем дизеля – 9,5 л.

Для проверки правильности моделирования нами взяты показатели РХ дизеля СМД -31 (табл. 15)[27].

Разделив на регуляторной ветви промежутки между $N_{e \min} = 0$ до значения $N_{ен} = 173 \text{ кВт}$ на 10 интервалов (через 20 кВт), а на корректорной – от $N_{ен} = 173 \text{ кВт}$ до $N_{eM_{e \max}} = 140 \text{ кВт}$ – на 7 интервалов (через 5 кВт), по (36) и (41) определим для дизеля СМД-31 численные значения ξ_{N_e} для обоих участках (табл. 14, экспериментальные показатели).

В соответствии с зависимостями (37) и (42), а также (39) и (44) текущие значения для η_n и η_{G_T} дизеля имеют вид

– для регуляторной ветви

$$\eta_n = \frac{n_x - 2000}{2150 - 2000} = (n_x - 2000)/150; \quad (52)$$

$$\eta_{G_T} = \frac{G_{Тх} - 38,8}{5 - 38,8} = -(G_{Тх} - 38,8)/33,8. \quad (53)$$

– на корректорной ветви

$$\eta_n = \frac{n_x - 1470}{2000 - 1470} = (n_x - 1470)/530; \quad (54)$$

$$\eta_{G_T} = \frac{G_{Тх} - 34,5}{38,8 - 34,5} = (G_{Тх} - 34,5)/4,3. \quad (55)$$

Примем в качестве гипотезы, что безразмерные показатели $\eta_n = f(\xi_{N_e})$ и $\eta_{G_T} = f(\xi_{N_e})$ РХ дизелей Д-4601, Д-461, Д-442, Д-145Т и взятого нами в качестве проектируемого СМД-31 описываются одинаковыми уравнениями типа (48) – (51).

Тогда, если в левые части уравнений (48) и (50) подставить текущие значения η_n из уравнений (52) и (54) соответственно, а в правые

части их – численные значения ξ_{N_e} для каждой ветвей РХ, то тем самым можно вычислить значения n_x для начала каждого интервала, на которые разделены значения N_{ex} .

Аналогично, если в левые части уравнений (39) и (51) подставить текущие значения η_{G_T} из уравнений (53) и (55) соответственно, а в правые части их – численные значения ξ_{N_e} для каждой ветвей РХ, то тем самым можно вычислить значения G_T для начала каждого интервала, на которые разделены значения N_{ex} .

Таблица 14. Показатели РХ дизеля СМД-31

Экспериментальные показатели				Расчетные показатели			
N_e , кВт	n , мин ⁻¹	G_T , кг/ч	ξ_{N_e}	n_{xp} , мин ⁻¹	% погр.	G_{Tp} , кг/ч	% погр.
Регуляторная ветвь РХ							
0	2150	5,0	1	2100	2,3	5,03	0,6
20	2125	8,5	0,884	2096	1,4	8,69	2,3
40	2120	12,2	0,769	2093	1,3	12,40	1,6
60	2100	15,8	0,653	2088	0,5	16,16	2,3
80	2083	19,2	0,538	2082	0	19,98	4,1
100	2065	23,4	0,422	2073	0,4	23,88	2,1
120	2048	27,6	0,306	2060	0,6	27,87	1,0
140	2030	31,9	0,191	2043	0,6	31,94	0,1
160	2013	36,4	0,075	2019	0,3	36,13	0,7
173	2000	38,8	0	2000	0	38,91	0,2
Корректорная ветвь РХ							
173	2000	38,8	0	1997	0,2	38,79	0
165	1840	37,4	-0,242	1800	2,0	36,72	1,8
160	1735	36,6	-0,394	1710	1,4	35,89	2,0
155	1630	35,9	-0,546	1637	0,4	35,31	1,6
150	1575	35,5	-0,697	1576	0	34,94	1,6
145	1500	35,1	-0,849	1521	1,4	34,69	1,2
140	1470	34,5	-1	1467	0,2	34,49	0

Таким образом, для расчета показателей РХ получим (с учетом (48) – (51) и (52) – (55)):

- на регуляторной ветви

$$\frac{(n_x - 2000)}{150} = 1,138\xi_{N_e}^3 - 2,8742\xi_{N_e}^2 + 2,7372\xi_{N_e} + 0,0027; \quad (56)$$

$$-\frac{(G_{Tx} - 38,8)}{33,8} = 0,0329\xi_{N_e}^3 - 0,1352\xi_{N_e}^2 + 1,1047\xi_{N_e} - 0,0032; \quad (57)$$

• на корректорной ветви

$$\frac{(n_x - 1470)}{530} = 0,5075\xi_{N_e}^3 + 1,3278\xi_{N_e}^2 + 1,8194\xi_{N_e} - 0,0057; \quad (58)$$

$$\frac{(G_{тх} - 34,5)}{4,3} = 0,7919\xi_{N_e}^3 + 2,2922\xi_{N_e}^2 + 2,5007\xi_{N_e} - 0,0017 \quad (59)$$

Подставив в правые части (56)-(59) подставить значения ξ_{N_e} , вычисленные в табл. 14, получим расчетные значения n_{xp} и $G_{тp}$. На рис. 13 построены графики показателей РХ по экспериментальным и расчетным данным. Анализируя полученные данные, замечаем, что погрешности вычисления не превосходят 2 % от экспериментальных.

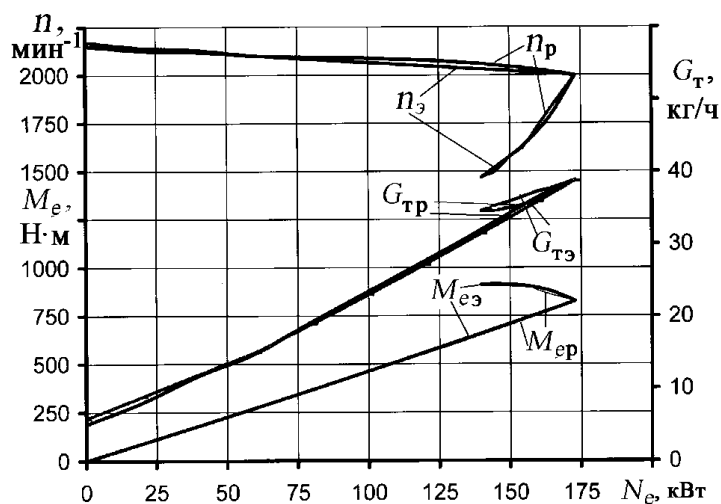


Рис. 13. Графики показателей РХ дизеля СМД-31:
э – экспериментальные [24]; р – расчетные

В заключение отметим, что получено хорошее согласие результатов расчетов с опытными наблюдениями – погрешность вычисления показателей РХ не превышает 2 %.

Вопросы для самопроверки

1. Почему моделирование показателей РХ отличается на регуляторной и корректорной ветвях?
2. Какое допущение используется при моделировании показателя РХ?
3. Какие показатели РХ рекомендуется моделировать, а какие вычислять?

Глава 5. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ⁴

5.1. Основные понятия

Большинство деталей двигателя находится под действием переменных механических нагрузок, причем напряжения могут меняться не только по величине, но и по знаку. Экспериментальные исследования и анализ многочисленных поломок деталей поршневых двигателей показывают, что при переменных нагрузках материал разрушается при напряжениях значительно меньших, чем при постоянных нагрузках, и в этом случае разрушающее напряжение может быть ниже не только предела прочности, но и предела текучести и упругости материала.

Предел прочности σ_B и предел текучести σ_T , полученные из статических испытаний, не могут являться характеристиками прочности материала при переменных напряжениях. При расчетах на прочность в машиностроении все большее значение приобретает другая характеристика прочности материала, а именно, **предел усталости**, или **выносливости**, определяемый на основе испытаний материала при переменных напряжениях. Характер периодического изменения напряжений в зависимости от условий работы детали и режима двигателя может быть весьма разнообразным. Поэтому для расчета детали выбирают самое невыгодное сочетание возможных нагрузок. Рассмотрим сначала действие только нормальных напряжений, так как все сказанное о них можно полностью отнести и к касательным напряжениям.

Циклом напряжений называется замкнутая однократная смена напряжений, получающих непрерывный ряд значений.

Время T , в течение которого протекает один цикл, называется периодом, а число циклов в одну секунду $n = 1/T$ дает частоту цикла.

Основными характеристиками цикла нормальных напряжений являются: максимальное σ_{\max} и минимальное σ_{\min} напряжения, а также алгебраическая полуразность наибольшего и наименьшего напряжения цикла:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2, \quad (60)$$

которая носит название **амплитудного**, или **переменного напряжения** цикла.

⁴ В главе 5 использован материал учебного пособия [29].

Кроме того, алгебраическая полусумма наибольшего и наименьшего напряжений цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2, \quad (61)$$

называется **средним**, или **постоянным напряжением** цикла.

Среднее напряжение σ_m цикла может быть положительным, отрицательным и равным нулю, а амплитудное напряжение σ_a цикла всегда величина существенно положительная.

Из соотношений (60) и (61) следует, что

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a, \quad (62)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a. \quad (63)$$

Степень несимметрии цикла характеризует взятое с алгебраическим знаком отношение наименьшего напряжения σ_{\min} цикла к наибольшему σ_{\max} :

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}. \quad (64)$$

Это отношение r называется коэффициентом несимметрии цикла.

Циклы, для которых $\sigma_{\max} = |\sigma_{\min}|$ называются симметричными, а все остальные – несимметричными.

Циклы с одинаковыми коэффициентами несимметрии r называются **подобными**. При этом на основании (61) – (64)

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\max} - 2\sigma_a}{\sigma_{\max}} = 1 - 2 \frac{\sigma_a}{\sigma_{\max}}.$$

Из зависимости (64) следует, что для симметричного цикла $r = -1$, а $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{\max}$. При статическом нагружении – $r = 1$; $\sigma_a = 0$; $\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$.

Любой несимметричный цикл напряжений может быть получен наложением на постоянное напряжение σ_m симметричного цикла с амплитудой σ_a [29].

Несимметричные циклы, у которых максимальное или минимальное напряжение равно нулю, называются **пульсирующими** обозначаются σ_0 . Первый из них – отрицательный пульсирующий цикл, а второй – положительный.

Если у асимметричного цикла $r < 0$, то цикл называется **знакопеременным**, а если $r \geq 0$ – **знакопостоянным**.

Усталостное разрушение металла зависит не только от абсолютной величины максимального напряжения цикла σ_{\max} , но и от величины амплитудного σ_a . Наиболее опасным в отношении усталостного разрушения является симметричный цикл, который при данном значении σ_{\max} обладает наибольшей амплитудой $\sigma_a = \sigma_{\max}$ и размахом колебаний $2\sigma_a$. Величина предельно допустимого напряжения при переменном нагружении зависит от степени асимметрии цикла, т.е. от коэффициента r . Этот **предел усталости** (или **выносливости**) любого цикла обозначается σ_r .

Так например, предел выносливости для симметричного цикла обозначается σ_{-1} , предел выносливости для пульсирующего цикла – σ_0 . Выносливость каждого металла при различных коэффициентах асимметрии обычно характеризуется диаграммами предельных напряжений, которые строятся на основании опытных данных для каждого материала.

Напряжения, соответствующие работе материала на пределе выносливости, будем называть **предельными** и обозначать с индексом r внизу ($\sigma_{r\max}, \sigma_{r\min}, \sigma_{rm}, \sigma_{ra}$). Так, для симметричного цикла $\sigma_{r\max} = \sigma_{ra} = \sigma_{-1}$. Наибольшее по абсолютной величине значение $\sigma_{r\max}$ или $\sigma_{r\min}$ совпадает с пределом выносливости σ_r .

Зависимость предела выносливости от степени несимметрии цикла изображают диаграммами предельных напряжений, которые строятся на основании опытных данных для каждого материала. Наибольшее распространение в расчетной практике получили диаграммы предельных напряжений Хейга и Смита [29]. Первая строится в координатах $\sigma_m - \sigma_a$, вторая – $\sigma_{\max}, \sigma_{\min} - \sigma_m$. Эти диаграммы дают наглядное представление о работе материала при переменных напряжениях. Предельные напряжения σ_{rm} и σ_{ra} или $\sigma_{r\max}$ и $\sigma_{r\min}$ определяются на специальных испытательных машинах, дающих возможность получить несимметричные циклы с различными коэффициентами несимметрии. В дальнейших расчетах будем пользоваться диаграммами Хейга.

Для этого берут серию образцов и задаются определенными соотношениями между σ_m и σ_a . Сохраняя это соотношение постоянным и меняя величины напряжений, проводят ряд испытаний и по полученным опытным данным строят кривую выносливости в координатах напряжение – число циклов до разрушения (σ, N), асимптота которой

дает величину предельного напряжения [29]. Определим при $r = \text{const}$ величины σ_{rm} и σ_{ra} для некоторого предельного цикла. Повторяя такие же испытания для циклов с разными соотношениями σ_{ra}/σ_{rm} , определяем ряд предельных циклов.

Результаты опытов можно представить в виде графика. По оси абсцисс будем откладывать σ_m , а по оси ординат – σ_a . Каждая пара величин σ_{rm} и σ_{ra} , определяющих предельный цикл, будет изображаться на этом графике точкой (рис. 14).

Для предельных циклов с различными коэффициентами несимметрии получим ряд точек. Плавная кривая, проведенная через эти экспериментальные точки, даст диаграмму предельных напряжений Хейга (Haigh) [30, 31].

Точка В пересечения кривой АВ с осью σ_{rm} (амплитудное напряжение $\sigma_a = 0$) соответствует постоянной нагрузке и, следовательно, ее абсцисса представляет в масштабе диаграммы предел прочности. Точка А кривой, для которой $\sigma_m = 0$, соответствует симметричному циклу, и ее ордината дает предел выносливости σ_{-1} .

Чтобы найти предел выносливости при заданном коэффициенте несимметрии r , на диаграмме предельных напряжений (см. рис. 14) необходимо через начало координат провести луч OD под углом β , тангенс которого равен

$$\text{tg}\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1 - r}{1 + r}. \quad (65)$$

Сумма абсциссы и ординаты точки D пересечения этого луча с кривой AB дает искомую величину предела выносливости σ_r

$$\sigma_{\max} = OE + ED = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} = \sigma_r. \quad (66)$$

Предельное напряжение при пульсирующем цикле характеризуется точкой F пересечения кривой AB с лучом, проведенным из начала координат под углом 45° к оси абсцисс.

В случае отрицательного среднего напряжения предельного цикла ($\sigma_m < 0$) для определения предела выносливости нужно абсциссу брать по модулю

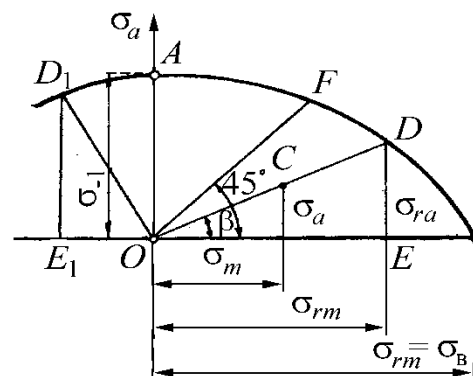


Рис. 14. Диаграмма предельных напряжений в координатах $\sigma_m - \sigma_a$

$$\sigma_r = |\sigma_{\min}| = OE_1 + E_1D = |\sigma_m| + \sigma_{ra}.$$

Точки, лежащие на луче OD , представляют подобные циклы, и только точка D характеризует предельный цикл, а остальные точки, расположенные внутри области $OADB$ (например, точка C), представляют безопасные циклы напряжений в смысле появления трещин усталости, так как в этом случае

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a < \sigma_r.$$

Для деталей из пластичных материалов опасным является не только усталостное разрушение, но и переход за предел текучести, что приводит к возникновению остаточных деформаций, искажающих форму и размеры детали. Поэтому максимальные напряжения циклов должны быть меньше не только предела выносливости, но и предела текучести

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a < \sigma_T.$$

Для того чтобы исключить из диаграммы (σ_m, σ_a) ту область, где $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a > \sigma_T$, надо провести прямую KL , отсекающую на осях координат отрезки, равные σ_T (рис. 15). Уравнение этой прямой будет

$$\sigma_a + \sigma_m = \sigma_T. \quad (67)$$

Для точки N $\sigma_r = \sigma_T$; для точек прямой NL $\sigma_{\max} = \sigma_T < \sigma_r$, а для точек участка кривой AN $\sigma_{\max} = \sigma_r < \sigma_T$.

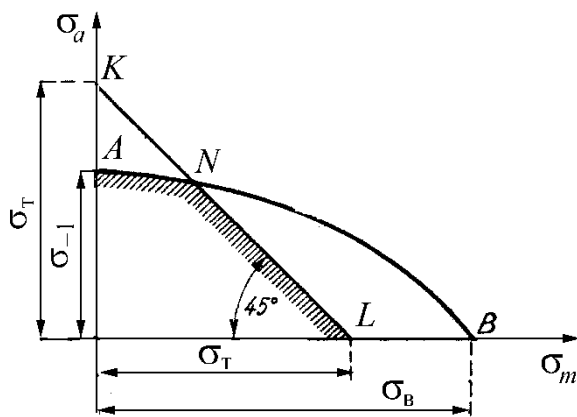


Рис. 15. Диаграмма предельных напряжений для пластичных материалов

Таким образом, линия предельных напряжений ANL состоит из участка кривой AN (линия предельных циклов по усталостной прочности) и отрезка прямой NL (линия предельных циклов по статической прочности).

Все точки, лежащие в области $OANL$, представляют собой циклы безопасных напряжений, при которых исключается усталостное разрушение и появление остаточных деформаций, так как в этом случае

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &< \sigma_r, \\ \sigma_{\max} &< \sigma_T. \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

При циклах, изображаемых точками, находящимися в области AKN , отсутствуют пластические деформации, но имеет место усталостное разрушение, потому что для точек этой области

$$\sigma_T > \sigma_{\max} > \sigma_r.$$

Если точка, изображающая цикл, лежит в области LNB , то при таком цикле усталостное разрушение не происходит, но уже в первом цикле появляются пластические деформации, так как

$$\sigma_r > \sigma_{\max} > \sigma_T.$$

До настоящего времени у нас и за рубежом имеется сравнительно небольшое число полных диаграмм предельных напряжений, полученных экспериментально. Это объясняется тем, что нахождение точек кривой диаграммы предельных напряжений сопряжено с большими экспериментальными трудностями (длительность испытаний, сложность испытательных машин, способных создать любой цикл от $r = -\infty$ до $r = +\infty$). Поэтому в случае отсутствия необходимых опытных данных, в практических расчетах пользуются схематизированными (спрямленными) диаграммами.

Хорошую схематизацию дает диаграмма Серенсена-Кинасошвили (рис. 12), которая строится по трем опытными данным σ_0 , σ_1 и σ_0 для лабораторного образца [30, 31]. Сначала наносятся точки A , K , L и D , координаты которых известны, а положение точки C определяется пересечением прямых AD и KL . Координаты точек ломаной ACL дают предельные значения σ_m и σ_a .

Способ Серенсена-Кинасошвили обладает высокой точностью и имеет у нас широкое распространение как в расчетной практике, так и в учебной литературе. Недостатком его является то обстоятельство, что для построения диаграммы необходимо знать предел выносливости при пульсирующем цикле σ_0 , определение которого несколько сложно. Иногда точка C , изображающая предельный цикл (рис. 16, a , b), может оказаться вне кривой действительной диаграммы, в этом случае она дает несколько завышенное значение предела выносливости.

Приближенное значение предела выносливости при пульсирующем цикле σ_0 можно получить из следующих соотношений [32].

Для сталей при изгибе и растяжении – сжатии

$$\sigma_0 = (1,5 \dots 1,8)\sigma_{-1};$$

при кручении

$$\tau_0 = (1,7 \dots 2,0)\tau_{-1}.$$

Верхние пределы относятся к углеродистым сталям.

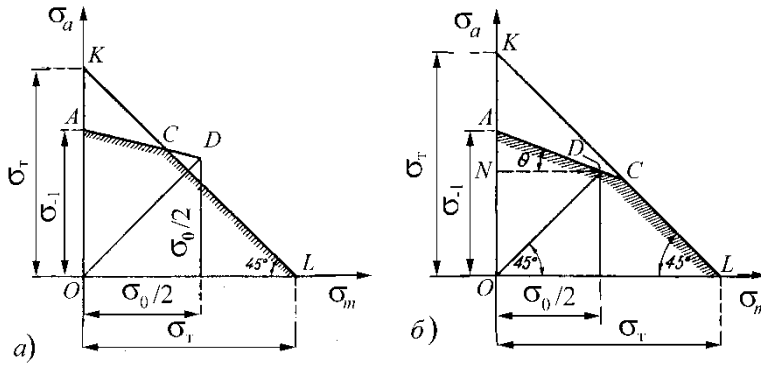


Рис. 16. Схематизированные диаграммы Серенсена-Кинасовили

сирующем цикле σ_0 , были предложены схематизированные диаграммы [33, 34, 35], которые строятся по опытным данным для величин σ_B , σ_T и σ_{-1} (или τ_B , τ_T и τ_{-1}).

Для построения новой схематизированной диаграммы, предложенной автором [18], в координатах $\sigma_m - \sigma_a$ кривую AB (см. рис. 13) опишем параболой Гербера [36]:

$$\sigma_{ra} / \sigma_{-1} + (\sigma_{rm} / \sigma_B)^2 = 1 \quad (69)$$

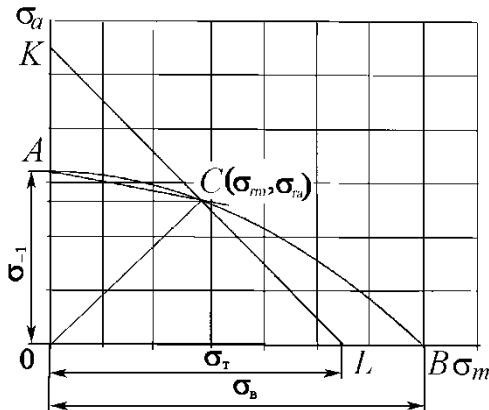


Рис. 17. Новая схематизированная диаграмма

Кроме того, как и ранее проведем прямую KL , отсекающую на осях ординат и абсцисс системы отрезки $OK = \sigma_T$ и $OL = \sigma_T$ (рис. 17).

Найдем на диаграмме координаты точки $C(\sigma_{rm}; \sigma_{ra})$ – пересечения прямой KL с параболой Гербера AB , путем совместного решения уравнений параболы Гербера (69) и уравнения прямой (67):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ra} / \sigma_{-1} + \sigma_{rm}^2 / \sigma_B^2 &= 1; \\ \sigma_{ra} + \sigma_{rm} &= \sigma_T \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

Решив систему уравнений (70), найдем координаты точки

Для чугуна
 $\tau_0 = (1,2 \dots 1,4) \tau_{-1}$;
 для цветных металлов
 $\tau_0 = (1,4 \dots 2,0) \tau_{-1}$.

Ввиду недостаточного количества опытных данных о величине предела выносливости при пуль-

$$\sigma_{ra} = \frac{2\sigma_T\sigma_{-1} - \sigma_B^2 + \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{2\sigma_{-1}}; \quad (71)$$

$$\sigma_{rm} = \frac{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{2\sigma_{-1}}. \quad (72)$$

Напомним, что отрезок $OA = \sigma_{-1}$. Соединив прямой точки A и C , получим ломаную линию ACL , которая и будет **новой схематизированной диаграммой** предельных амплитуд [33 – 35], разработанной на основе приведенных в литературе опытных данных усталостной прочности сталей под действием нормальных напряжений. Действительно, прямая AC проходит ближе к параболе Гербера, где располагается большинство экспериментальных точек при испытании стальных образцов на изгиб и растяжение-сжатие [36, 37].

Таким образом, диаграмму усталостной прочности для пластических материалов, построенной в координатах $\sigma_m - \sigma_a$, можно представить в виде ломаной линии $ANSCL$ (рис. 18).

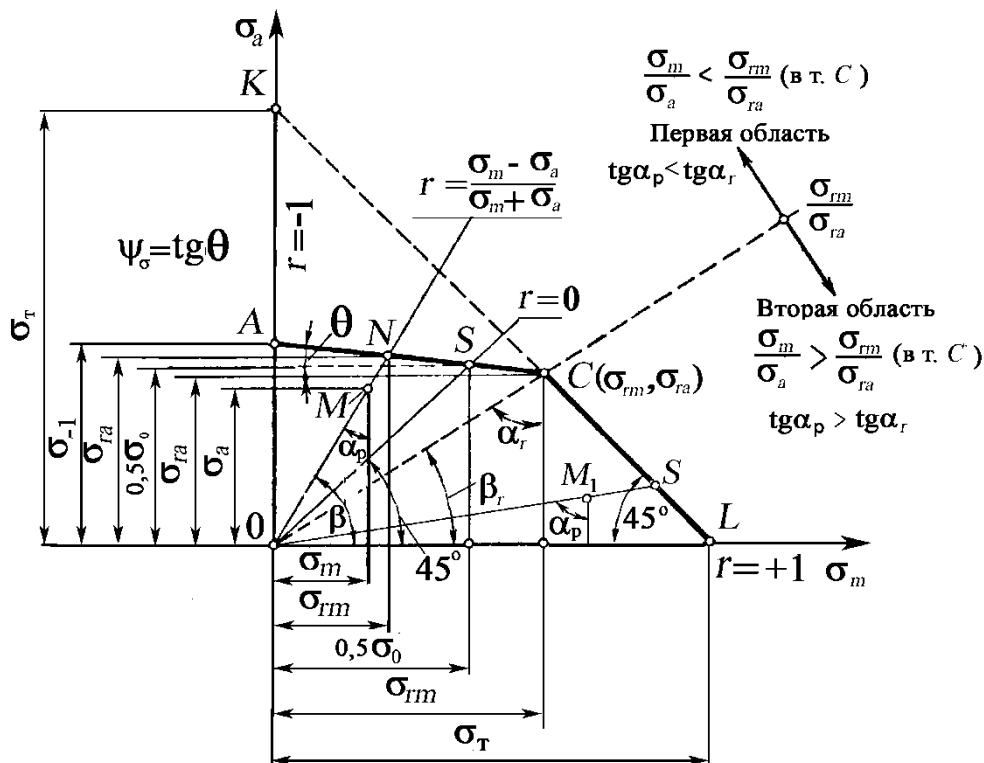


Рис. 18. Применимость схематизированной диаграммы усталостной прочности

Каждая точка этой линии, например точка N , характеризуется соответствующим значением коэффициента асимметрии цикла r и дает

для данного цикла значение предельного напряжения $\sigma_r = \sigma_{rm} + \sigma_{ra}$, как сумму координат этой точки (см. рис. 18).

Луч, проведенный из начала координат через точку N с координатами σ_{rm} и σ_{ra} под углом к оси абсцисс $\text{tg}\beta = \sigma_{ra}/\sigma_{rm}$, в пределах диаграммы представляет собой множество точек, характеризующие подобные циклы напряжений. Например, точка M , характеризует действующее напряжение с подобным предельным циклом, имеющим $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ (см. рис. 18).

Другими словами, все циклы, лежащие на прямой ON будут подобными с коэффициентом асимметрии $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = (\sigma_m - \sigma_a)/(\sigma_m + \sigma_a)$ (см. рис. 18). Луч OS диаграммы характеризует пульсирующий цикл, так как $\beta = 45^\circ$, а координаты точки S $\sigma_{ra} = \sigma_{rm} = 0,5\sigma_0$. Прямая AC проходит через две точки: точку A с координатами $\sigma_{ra} = \sigma_{-1}$, $\sigma_{rm} = 0$ и точку C с координатами $\sigma_{ra}; \sigma_{rm}$ (см зависимости (71) и (72)). Она характеризует влияние асимметрии цикла на предел выносливости и наклон ее к оси абсцисс выражается угловым коэффициентом $\psi_\sigma = \text{tg}\theta$.

Для схематизированной диаграммы Серенсена-Кинасошвили

$$\psi_\sigma = \text{tg}\theta = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0},$$

а для касательных напряжений

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Заметим, что если использовать приближенные значения σ_0 и τ_0 [32] для вычисления угловых коэффициентов по формуле Серенсена-Кинасошвили, то получим независимо от марок сталей постоянные значения $\psi_\sigma = 0,333\dots 0,444$, а $\psi_\tau = 0,167\dots 0,258$.

В работе [37] $\psi_\sigma = \text{tg}\theta$ рекомендуется вычислять по зависимостям:

для сталей $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$; для легких деформируемых сплавов $\psi_\sigma = 0,48 - 5,5 \cdot 10^{-4} \sigma_B$, где σ_B – предел прочности, МПа. При кручении принимают $\psi_\tau = \psi_\sigma/2$.

Для новой схематизированной диаграммы [18, 34, 35] для сталей под действием нормальных напряжений σ :

$$\psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_{\tau}\sigma_{-1} + \sigma_{\text{B}}^2 - \sigma_{\text{B}}\sqrt{\sigma_{\text{B}}^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_{\tau}\sigma_{-1}}}{\sigma_{\text{B}}^2 - \sigma_{\text{B}}\sqrt{\sigma_{\text{B}}^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_{\tau}\sigma_{-1}}}; \quad (73)$$

для сталей под действием касательных напряжений τ [18, 34, 35]

$$\psi_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_{-1}(\tau_{-1}^2 + \tau_{\text{B}}^2 - \tau_{\tau}\tau_{-1} - \tau_{\text{B}}\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_{\text{B}}^2 - \tau_{\tau}^2})}{\tau_{\text{B}}(\tau_{\tau}\tau_{\text{B}} - \tau_{-1}\sqrt{\tau_{-1}^2 + \tau_{\text{B}}^2 - \tau_{\tau}^2})}; \quad (74)$$

для чугунов с шаровидным графитом под действием нормальных напряжений σ [18, 34, 35]

$$\psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{ra}}{\sigma_{rm}} = \frac{\sigma_{\tau}\sigma_{-1} - \sigma_{-1}^2}{\sigma_{\tau}^2 - \sigma_{-1}^2}. \quad (75)$$

Для вычисления ψ_{τ} :

$$\psi_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \tau_{ra}}{\tau_{rm}} = \frac{\tau_{\tau}\tau_{-1} - \tau_{-1}^2}{\tau_{\tau}^2 - \tau_{-1}^2}. \quad (76)$$

Коэффициенты ψ_{σ} и ψ_{τ} , рассчитанные нами по формулам (73) – (75) для легированных сталей и высокопрочных чугунов, приведены в прил. 5 (табл. П4, П5).

Прямая CL диаграммы проходит через точку L с координатами $\sigma_a = 0$, $\sigma_m = \sigma_{\tau}$ под углом 45° к оси абсцисс (см. рис. 18) и пересекает линию AC в точке C с координатами σ_{rm} и $\sigma_{ra} = \sigma_{\tau} - \sigma_{rm}$ (см. зависимость (70), где σ_{τ} – предел текучести металла. Эта линия также характеризует асимметричные циклы, для которых предельные напряжения ограничиваются пределом текучести, а сумма координат каждой ее точки равна пределу текучести $\sigma_{r\max} = \sigma_{rm} + \sigma_{ra} = \sigma_{\tau}$.

Таким образом, построение схематизированной диаграммы усталостной прочности может быть осуществлено по точкам A, C и L , для чего надо знать величины: предел выносливости σ_{-1} (при растяжении σ_{1p}), σ_{τ} и ψ_{σ} данного металла, а в случае касательных напряжений – аналогично τ_{-1} , τ_{τ} и ψ_{τ} .

Прочностную оценку отдельных деталей поршневых двигателей, подверженных действию переменных напряжений, делают по их запасам прочности. Запас прочности n_{σ} (или n_{τ}) устанавливает, во сколько раз следует увеличивать нагрузки, чтобы при данной продолжительности нагружения возникло разрушение. Из определения следует, что за-

пас прочности равен отношению предельного напряжения, при котором возникает разрушение, к максимальному действующему напряжению для циклов с одним и тем же коэффициентом асимметрии (см. рис. 18):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{ra} + \sigma_{rm}}{\sigma_a + \sigma_m}. \quad (77)$$

Для симметричного цикла запас прочности по пределу выносливости:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}. \quad (78)$$

При определении запаса прочности по пределу выносливости для любого асимметричного цикла последний заменяют равноценным симметричным циклом с амплитудой $(\sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m)$, и тогда для всех циклов в области *OAC* (см рис. 18) [18]

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (79)$$

Для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (80)$$

Поскольку разрушение может происходить при наличии пластических деформаций, то для асимметричного цикла (все циклы в области *OCL*, см рис. 18) запас прочности по пределу текучести

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m}. \quad (81)$$

Для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_r}{\tau_{\max}} = \frac{\tau_T}{\tau_a + \tau_m}. \quad (82)$$

Чтобы судить о том, следует ли определять запас прочности асимметричного цикла по пределу выносливости (для нормальных напряжений по (79), а касательных – (80)) или пределу текучести ((81) или (82)), надо знать, где располагается точка, характеризующая действующее рабочее напряжение: либо в области *OAC* (см. рис. 18) или в области *OCL*. Так как рабочее напряжение может характеризоваться, например, точкой $M(\sigma_m, \sigma_a)$. Если через эту точку провести прямую *ON* (геометрическое место точек подобных циклов), то эта прямая составляет с вертикалью угол α_p ($\operatorname{tg} \alpha_p = \sigma_m / \sigma_a$) (см. рис. 18).

Прямая OC разделяет область $OACL$ на две: область OAC характеризует циклы, предельными напряжениями для которых являются напряжения выносливости (разрушение может произойти от действия переменных напряжений) и область OCL , определяющая циклы, предельными напряжениями для которых является предел текучести. Граничный луч OC составляет с вертикалью угол α_r ($\operatorname{tg}\alpha_r = \sigma_m / \sigma_{ra}$).

Поэтому аналитически определяют по какой формуле следует определять запас прочности путем сравнения углового коэффициента луча действующего рабочего напряжения с угловым коэффициентом граничного луча OC (тангенс угла, составляющего произвольного луча с осью ординат). Если $\operatorname{tg}\alpha_p = \sigma_m / \sigma_a \leq \operatorname{tg}\alpha_r$, то расчет следует вести по пределу выносливости (формулы (79) или (80)). Если же $\operatorname{tg}\alpha_p = \sigma_m / \sigma_a \geq \operatorname{tg}\alpha_r$, то рабочие напряжения располагаются ниже граничного луча OC и расчет надо вести по пределу текучести (формулы (81) или (82)). Этот угловой коэффициент взят нами в качестве определителя положения рабочего цикла потому, что при расчетах на переменные напряжения используют такой показатель, как коэффициент постоянства нагружения, равный $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a$ или $\chi_\tau = \tau_m / \tau_a$ [36]. Предельные значения χ_σ и χ_τ , определяемые для новых схематизированных диаграмм, приведены в прил. 5 (табл. П4, П5).

Вопросы для самопроверки

1. Что называется циклом переменных напряжений?
2. Как определяются среднее и амплитудное напряжения цикла?
3. Почему среднее напряжение цикла часто называют постоянным напряжением?
4. Почему амплитудное напряжение называют переменным напряжением цикла?
5. Что такое коэффициент несимметрии цикла?
6. Какой цикл называется симметричным и как он обозначается при испытаниях чистым изгибом и растяжением?
7. Какой цикл называется пульсирующим? Он по знаку может быть положительным или отрицательным?
8. Можно ли нарисовать схематически цикл с коэффициентом несимметрии 0,2?
9. Что называется выносливостью материала?

10. Как влияет закон изменения напряжений во времени на прочность материала?

11. Что называется коэффициентом постоянства нагружения?

5.2. Расчеты на прочность при одноосном напряженном состоянии и чистом сдвиге (кручении)

Предел выносливости детали зависит не только от того, как изменяются напряжения, но и от формы и размеров детали, состояния ее поверхности, способа механической и термической обработки. Поэтому при установлении величины предела выносливости необходимо учитывать указанные выше конструктивные и технологические факторы.

Наличие у детали резко изменяющихся сечений, канавок, резьбы, просверленных отверстий и т. п. является причиной возникновения повышенных местных напряжений. Это явление, называемое концентрацией напряжений, особенно сильно снижает усталостную прочность; так как местные напряжения у концентратора значительно превышают номинальные и поэтому, как правило, трещины усталости возникают в этих сечениях.

Отношение величины наибольшего местного напряжения, не превосходящего предела упругости, к величине номинального напряжения называется теоретическим **коэффициентом концентрации напряжений**:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H}; \quad \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H}. \quad (83)$$

Численные значения теоретического коэффициента концентрации напряжений α для различных видов концентраторов даны в обширной справочной и учебной литературе [30 - 32]. Напряжения σ_{\max} и τ_{\max} большей частью определяются экспериментально поляризационно-оптическим методом или вычисляются методами теории упругости в предположении полной упругости и изотропности материала. Поэтому теоретический коэффициент концентрации напряжений отражает лишь влияние формы концентратора на величину местных напряжений. Как показывают опыты, коэффициент концентрации зависит не только от формы, но и от материала образца, его абсолютных размеров, коэффициента несимметрии цикла и других факторов. Он тем ниже, чем пластичнее материал, так как пластические свойства материала,

способствующие перераспределению напряжений в зоне концентрации, смягчают концентрацию напряжений.

Поэтому наряду с теоретическим коэффициентом концентрации вводится понятие эффективного коэффициента концентрации K_σ или K_τ , который представляет собой отношение предела выносливости при симметричном цикле гладкого образца к пределу выносливости при симметричном цикле образца того же диаметра с концентрацией напряжений

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}}; \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}} \quad . \quad (84)$$

Надежное значение эффективного коэффициента концентрации напряжений можно получить только из опыта. Если для данного вида концентратора напряжений отсутствуют экспериментально установленные величины эффективных коэффициентов концентрации K_σ и K_τ , то их приближенные значения можно определить по формулам

$$\begin{aligned} K_\sigma &= 1 + q(\alpha_\sigma - 1); \\ K_\tau &= 1 + q(\alpha_\tau - 1), \end{aligned} \quad (85)$$

где q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений при симметричном цикле.

Если $q=1$, то $K = \alpha$ и материал обладает полной чувствительностью к концентрации напряжений (пики максимальных напряжений не сглаживаются). Для высокопрочных легированных сталей величина q близка к единице. Для конструкционных сталей в среднем $q = 0,6 \dots 0,8$, причем более прочным сталям соответствуют большие значения q , для малоуглеродистых сталей q снижается до 0,5. Для чугуна $q = 0$, т. е. чугун крайне мало чувствителен к концентрации напряжений [27].

Обширный справочный материал по величинам эффективных коэффициентов концентрации напряжений для различных видов концентраторов приведен в работах [29, 30, 31, 32].

Часть этого материала дана в прил. 6 – 16, где приведены графики значений эффективных коэффициентов концентрации напряжений для некоторых видов концентраторов, полученные при испытании лабораторных образцов диаметром $d_0 = 6 \dots 16$ мм, специальных образцов-моделей размером $d_0 = 40 \dots 50$ мм и некоторых деталей в натуральную величину. Там же приведены графики поправочных коэффициентов, учитывающих влияние предела прочности σ_b и некоторых геометрических соотношений. Для удобства вычисления с помощью таблиц Microsoft Excel приведены эмпирические зависимости.

Предел выносливости гладкого образца зависит от его абсолютных размеров. Как показывают опыты, с увеличением абсолютных сечений образца предел выносливости его понижается. Уменьшение предела выносливости деталей с увеличением ее абсолютных размеров учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров (масштабным коэффициентом), равным отношению предела выносливости детали данного размера к пределу выносливости лабораторного образца подобной конфигурации сечением $d = 7 \dots 10$ мм.

Масштабный коэффициент без концентрации напряжений

$$(\varepsilon_{\sigma})_d = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}}. \quad (86)$$

Масштабный коэффициент с концентрацией напряжений

$$(\varepsilon_{\sigma_k})_d = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}}. \quad (87)$$

В формулах (86) и (87) $(\sigma_{-1})_d$ и $(\sigma_{-1})_{d_0}$ – предел выносливости детали и предел выносливости лабораторного образца диаметром d_0 , геометрически подобного данной детали без концентрации напряжений; $(\sigma_{-1k})_d$ и $(\sigma_{-1k})_{d_0}$ – предел выносливости детали и предел выносливости лабораторного образца диаметром d_0 , геометрически подобного данной детали с источником концентрации напряжений.

Значения масштабных коэффициентов при изгибе и кручении для сталей приведены на рисунках 15 и 16 [27]. Как видно из графиков, масштабный фактор оказывает более сильное влияние на детали из высокопрочных сталей и особенно при наличии концентрации напряжений.

Значения масштабных коэффициентов при изгибе и кручении для сталей приведены на рис. 19 и 20 [29]. Как видно из графиков, масштабный фактор оказывает более сильное влияние на детали из высокопрочных сталей и особенно при наличии концентрации напряжений.

Для расчета на ПЭВМ значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при изгибе ε_{σ} и ε_{σ_k} , приведенных на рис. 19, можно определить по математическим моделям, поскольку некоторые кривые заканчиваются при диаметрах моделей $d=30 \dots 50$ мм (d подставляется в миллиметрах):

$$1 - \varepsilon_{\sigma} = 1,012e^{-0,003d}; \quad 2 - \varepsilon_{\sigma} = 1,0119e^{-0,0042d}; \quad 3 - \varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\sigma_k} = e^{-0,0052d};$$

$$4 - \varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\sigma_k} = -0,1471 \ln d + 1,2721; \quad 5 - \varepsilon_{\sigma_k} = -0,1846 \ln d + 1,338;$$

$$6 - \varepsilon_{\sigma K} = -0,2134 \ln d + 1,3692.$$

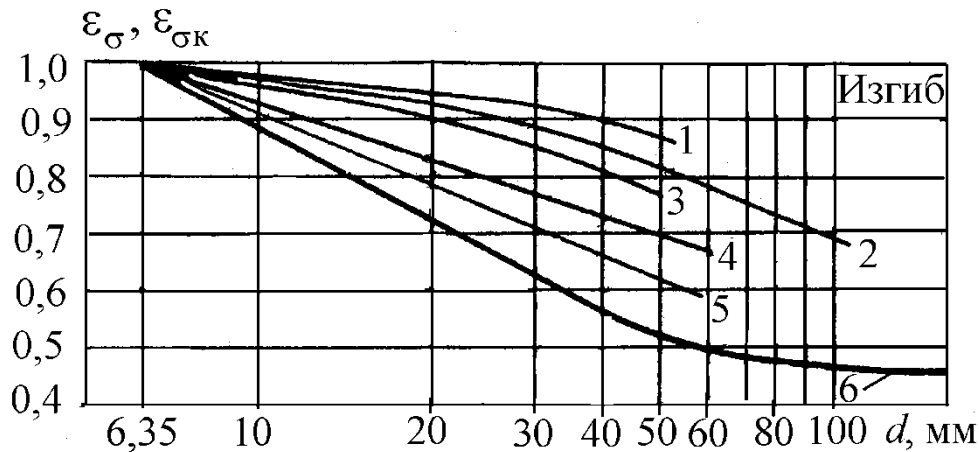


Рис. 19. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при изгибе: 1 – углеродистая сталь, гладкий полированный вал; 2 – углеродистая сталь, гладкий шлифованный вал; 3 – легированная сталь, гладкий полированный вал; 4 – легированная сталь, гладкий шлифованный вал; 5 – легированная сталь, деталь с умеренной концентрацией напряжений ($K_{\sigma} < 2$); 6 – конструкционная сталь ($\sigma_b < 650$ МПа), вал с напресованной деталью; для $d \leq 60$ мм; легированная сталь с резкой концентрацией напряжений

Для кривой, приведенной на рис. 20, можно воспользоваться зависимостью [32]: $\varepsilon_{\tau K} = 0,6389 d^{2,1697/d}$.

Коэффициенты влияния абсолютных размеров при изгибе для чугунных валов (рис. 21) [32]:

- без концентрации напряжений (кривая 1) – $\varepsilon_{\sigma} = 1,620 d^{-0,205}$;
- с небольшой концентрацией ($K_{\sigma} \leq 1,2$) (кривая 2) $\varepsilon_{\sigma K} = 1,772 d^{-0,244}$;
- с резкой концентрацией ($K_{\sigma} > 1,2$) (кривая 3) $\varepsilon_{\sigma K} = 2,049 d^{-0,309}$.

Коэффициенты влияния абсолютных размеров при кручении для чугунных валов (рис. 21) [25]:

- вал без концентрации напряжений $\varepsilon_{\tau} = 1,226 d^{-0,089}$ (кривая 1);

- вал с концентрацией напряжений (кривая 2) $\varepsilon_{\tau K} = 1,936 d^{-0,282}$.

Приведенные на рис. 19 – 22 графики дают лишь приближенную оценку влияния масштабного фактора на усталостную прочность, так как величина масштабного коэф-

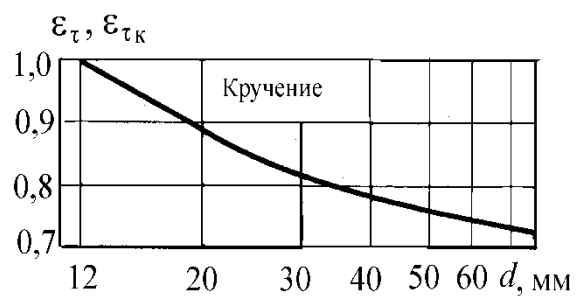


Рис. 20. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров при кручении стальных валов

коэффициента зависит также от геометрического очертания детали, ее макро­структуры, технологии изготовления, которые не отражены в этих графиках.

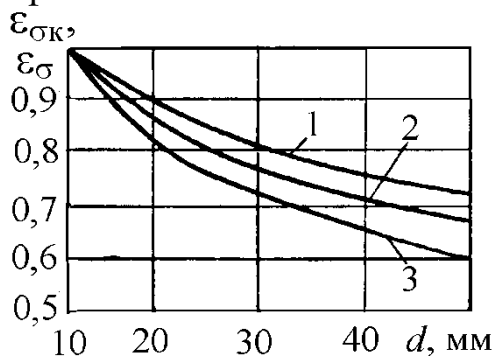


Рис. 21. Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров сечения ε_σ и ε_{σ_k} для чугунных валов при изгибе: 1 – вал без концентрации напряжений; 2 – вал с небольшой концентрацией ($K_\sigma \leq 1,2$); 3 – вал с резкой концентрацией ($K_\sigma > 1,2$)

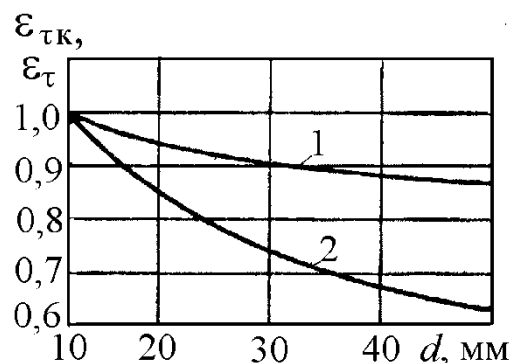


Рис. 22. Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров сечения ε_τ и ε_{τ_k} для чугунных валов при кручении: 1 – вал без концентрации напряжений; 2 – вал с концентрацией напряжений

В расчетах часто используют эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали $(K_\sigma)_D$, учитывающий суммарное влияние коэффициента концентрации напряжений и абсолютных размеров детали:

$$(K_\sigma)_D = \frac{(K_\sigma)d}{(\varepsilon_\sigma)_d}$$

Значение коэффициента $(K_\sigma)_A$ для коленчатых валов при изгибе и кручении приведено в прил. 15.

На предел выносливости детали значительное влияние оказывает качество обработки ее поверхности. Объясняется это тем, что поверхностный слой при основных видах деформации (изгибе и кручении) является наиболее напряженным, и усталостная трещина обычно зарождается на поверхности.

После грубой механической обработки детали на ее поверхности остаются риски, царапины и микроскопические трещины, около которых концентрируется напряжение, что ведет к снижению предела выносливости.

Влияние качества обработки поверхности на предел выносливости учитывается коэффициентом поверхностной чувствительности β , равным отношению предела выносливости образца с заданным состоянием поверхности к пределу выносливости такого же гладкого образца с полированной поверхностью:

$$\beta = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_{\Pi}}. \quad (88)$$

На рис. 23 приведены ориентировочные численные значения коэффициентов поверхностной чувствительности для сталей в зависимости от ее обработки и временного сопротивления.

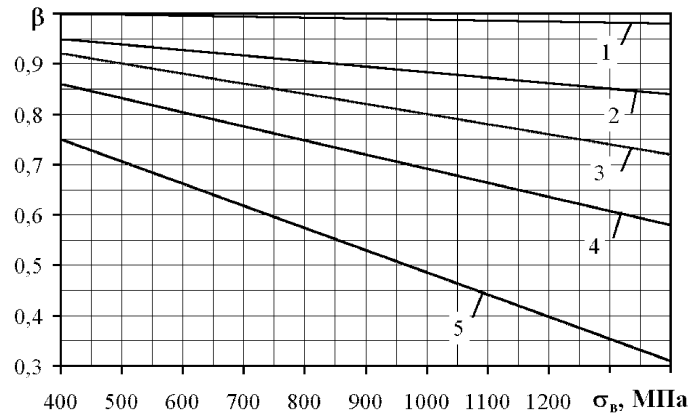


Рис. 23. Коэффициенты, учитывающие состояние поверхности:

- 1 – для зеркального полирования; 2 – для тонкого шлифования;
3 – для тонкой обточки; 4 – для тонкой обточки; 5 – при наличии окалины

Как показывают приведенные на рис. 23 графики, чувствительность стали к состоянию поверхности возрастает с увеличением ее прочности. Поэтому детали из легированных сталей требуют особо тщательной обработки.

Особенно сильно снижается предел выносливости от коррозии, которая способствует образованию трещин усталости, так как от наличия коррозии на поверхности образца образуется мелкая сетка трещин, которые повреждают наружный слой металла и являются источниками большой концентрации напряжений.

Ориентировочно можно принять [32], что при кручении $\beta_{\tau} = \beta_{\sigma}$. Цветные металлы и серые чугуны мало чувствительны к обработке поверхности. После математической обработки графиков [29] получим:

- для зеркального полирования (линия 1)

$$\beta = 1;$$

- для тонкого шлифования (линия 2)

$$\beta = 1 - 0,0001 \sigma_{\text{в}};$$

- для тонкой обточки (линия 3)

$$\beta = 1 - 0,0002 \sigma_B ;$$

- для грубого шлифования (грубой обточки) (линия 4)

$$\beta = 0,972 - 0,0003 \sigma_B ;$$

- при наличии окалины (линия 5)

$$\beta = 0,926 - 0,0004 \sigma_B .$$

Аналогичное влияние качества обработки поверхности на предел выносливости свойственно и другим металлам, а также сплавам, в частности легким сплавам. При отсутствии данных коэффициент β , учитывающий шероховатость поверхности, обычно принимают в соответствии с табл. 15 [32].

По экспериментальным данным, упрочнение поверхности детали может быть получено как за счет холодной обработки металла – наклепа (обработка поверхности галтели коленчатого вала накаткой роликами или обработка поверхности шатуна дробеструйным аппаратом), так и за счет термической обработки (цементация, азотирование, закалка поверхностного слоя токами высокой частоты).

Минимальные значения коэффициента β при поверхностном упрочнении деталей приведены в табл. 16 [32].

Окончательно для определения запаса прочности служат следующие формулы [29].

Таблица 15. Значение коэффициентов β для металлов

Окончательная обработка	Черные металлы	Деформируемые алюминиевые сплавы
Полирование	1	1,0
Шлифование	0,85...0,95	0,96...0,98
Чистовое точение	0,74...0,85	0,87...0,94
Точение	0,64...0,75	0,84...0,88
Грубое точение	0,55...0,64	0,78...0,83
Очень грубое точение	0,5...0,6	0,70...0,75

Для нормальных напряжений:
если $\text{tg}\alpha_p = \sigma_m / \sigma_a \leq \text{tg}\alpha_r$,

то
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta_{\sigma}\varepsilon_{\sigma\kappa}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma})_{\text{Д}}}{\beta_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}; \quad (89)$$

если $\text{tg}\alpha_p = \sigma_m/\sigma_a \geq \text{tg}\alpha_r,$

то
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\frac{K_{\sigma}}{\beta_{\sigma}\varepsilon_{\sigma\kappa}}\sigma_a + \sigma_m} = \frac{\sigma_r}{\frac{(K_{\sigma})_{\text{Д}}}{\beta_{\sigma}}\sigma_a + \sigma_m}. \quad (90)$$

Для касательных напряжений

если $\text{tg}\alpha_p = \tau_m/\tau_a \leq \text{tg}\alpha_r,$

то
$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta_{\tau}\varepsilon_{\tau\kappa}}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_{\tau})_{\text{Д}}}{\beta_{\tau}}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m}; \quad (91)$$

если $\text{tg}\alpha_p = \tau_m/\tau_a \geq \text{tg}\alpha_r,$

то
$$n_{\tau} = \frac{\tau_r}{\frac{K_{\tau}}{\beta_{\tau}\varepsilon_{\tau\kappa}}\tau_a + \tau_m} = \frac{\tau_r}{\frac{(K_{\tau})_{\text{Д}}}{\beta_{\tau}}\tau_a + \tau_m}. \quad (92)$$

Таблица 16. Минимальные значения коэффициента β при поверхностном упрочнении деталей

Материал, способ поверхностного упрочнения и тип детали	β
Углеродистая и легированная стали; поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь без концентрации напряжений	1,2
То же с концентраторами напряжений	1,5
Сталь, азотирование; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,3
Сталь малоуглеродистая; цементация; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,2
Углеродистая и легированная стали; обкатка роликами; деталь без концентрации напряжений	1,1
То же с концентраторами напряжений	1,3
Углеродистая и легированная стали; обдувка дробью (независимо от наличия концентраторов напряжений)	1,1

Заметим, что в формулах (90) и (92) K_σ и K_τ учитываются только в случае, когда объем, занятый материалом с повышенными напряжениями, составляет значительную часть всего объема нагруженного тела.

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений по усталостному разрушению?
2. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений потечности?
3. Почему при расчете на переменные напряжения при действии переменных напряжений определяются частные запасы прочности?
4. По какой теории прочности определяется эквивалентное напряжение при расчете из условия разрушения из-за пластических деформаций?
5. Как определяется по какой зависимости вести расчет на прочность при действии переменных напряжений?

5.3. Определение коэффициента запаса при сложном напряженном состоянии

Многие детали машин: трансмиссионные и коленчатые валы, клапанные пружины поршневых двигателей и др. испытывают переменные во времени напряжения в условиях сложного напряженного состояния. Для расчета таких деталей необходимо, как и в случае статической нагрузки, создать теорию прочности при переменных напряжениях, которая позволила бы судить о прочности материала, находящегося в сложном напряженном состоянии, на основании опытных данных о его прочности при центральном растяжении-сжатии. Напряжения являются переменными величинами, которые могут меняться во времени по различным законам (различные коэффициенты несимметрии, форма кривой, частота), поэтому в случае сложного напряженного состояния большей частью в течение цикла положение главных площадок в одной и той же точке напряженного тела меняется. Это значительно усложняет расчет, и до сих пор вопрос расчете на прочность при переменной нагрузке в случае сложного напряженного состояния еще нельзя считать окончательно решенным, так как экспериментов, под-

тверждающих правильность той или иной теории, еще очень мало. Рассмотрим наиболее важный и часто встречающийся случай плоского напряженного состояния – совместное действие изгиба и кручения. В результате многочисленных опытов с малоуглеродистыми и легированными сталями и специальными чугунами были установлены следующие зависимости между предельными значениями нормальных и касательных напряжений:

- для сталей

$$\left(\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ra}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1; \quad (93)$$

- для чугунов

$$\left(\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) + \frac{\sigma_{ra}}{\sigma_{-1}} \left(2 - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right) + \left(\frac{\tau_{ra}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1, \quad (94)$$

где σ_{ra} и τ_{ra} – предельные значения амплитуд нормальных и касательных напряжений; σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости при симметричном цикле соответственно при изгибе и кручении.

Формулы (93) и (94) были получены при совместном изгибе и кручении из опытов с образцами, нормальные и (касательные напряжения у которых изменялись синфазно (касательные и нормальные напряжения одновременно достигали экстремальных значений) по симметричным циклам (рис. 24).

Сдвиг фаз, как показали исследования С.В. Серенсена [18, 32], не оказывает существенного влияния на прочность деталей, работающих одновременно на изгиб и кручение. Поэтому этими формулами можно пользоваться и тогда, когда напряжения σ и τ изменяются не в одной фазе (несинфазно).

В этом случае расчет по этим формулам приводит к увеличению запаса прочности. Если $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = 2$, что характерно для пластичных материалов (малоуглеродистая сталь), то формулы (93) и (94) в этом частном случае совпадают.

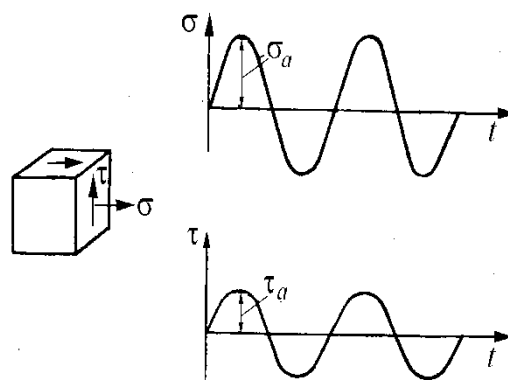


Рис. 24. Синфазное изменение нормальных и касательных напряжений по симметричным циклам

Обозначив через σ_a и τ_a значения амплитуд нормального и касательного напряжений для заданного рабочего цикла напряжений и учитывая, что циклы подобны, имеем:

$$\frac{\sigma_{ra}}{\sigma_a} = \frac{\tau_{ra}}{\tau_a} = n - \text{коэффициент запаса по усталостному разрушению}$$

(общий коэффициент запаса);

$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = n_\sigma - \text{частный коэффициент запаса только по изгибу, определяемый в предположении отсутствия кручения;}$$

$$\frac{\tau_{-1}}{\tau_a} = n_\tau - \text{частный коэффициент запаса только по кручению.}$$

Используя принятые обозначения, зависимости (55) и (56) можно написать в следующем виде:

$$\left(\frac{n}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{n}{n_\tau}\right)^2 = 1, \quad (95)$$

$$\left(\frac{n}{n_\sigma}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) + \frac{n}{n_\sigma} \left(2 - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right) + \left(\frac{n}{n_\tau}\right)^2 = 1. \quad (96)$$

Из формулы (57) получаем окончательное выражение для общего коэффициента запаса по усталостному разрушению (формула Гафа и Полларда)

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (97)$$

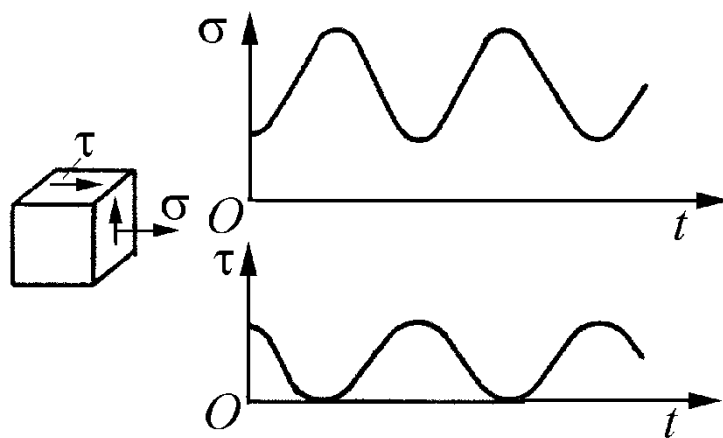


Рис. 25. Несинфазное изменение нормальных и касательных напряжений по несимметричным циклам

Формулы (98) и (99) применяют и в случае несимметричных циклов (рис. 25).

В этом случае частные коэффициенты запаса по разрушению для нормальных напряжений (n_σ) и касательных напряжений (n_τ) определяются по формулам (89) и (91).

Коэффициент запаса по текучести определяется по формуле

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (98)$$

При расчете по **новым схематизированным диаграммам** определяем значение коэффициента постоянства нагружения $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a$ или $\chi_\tau = \tau_m / \tau_a$ для рабочих напряжений. Далее сравниваем их с предельными $\chi_\sigma = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ или $\chi_\tau = \tau_{rm} / \tau_{ra}$, приведенными в табл. П1.4 или П1.5 прил. 1. Если $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a < \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ (аналогично для касательных напряжений), то расчет запаса прочности следует вести по зависимости (89) (по усталости). Если же $\chi_\sigma = \sigma_m / \sigma_a > \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$ (аналогично для касательных напряжений), то расчет ведется по зависимости (90) – по текучести.

Вопросы для самопроверки

1. Почему при расчете на переменные напряжения при действии переменных напряжений определяются частные запасы прочности?
2. По какой теории прочности определяется эквивалентное напряжение при расчете из условия разрушения из-за пластических деформаций?
3. Учитывается ли при расчете общего запаса прочности при переменных напряжениях несинфазность изменения нормальных и касательных напряжений?
4. Как определяется по какой зависимости вести расчет на прочность при действии переменных напряжений?
5. Как при расчете запасов прочности детали при переменных напряжениях можно определить, как произойдет разрушение?
6. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений по усталостному разрушению?
7. Как определяется запас прочности детали при действии переменных напряжений по текучести?

Глава 6. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

6.1. Основные сведения о коленчатых валах

Коленчатый вал представляет собой пространственную статически неопределимую систему на упругих опорах с различной жесткостью отдельных участков. Резкое изменение поперечных сечений и направления осей отдельных элементов вала, а также характер распределения действующих сил приводит к неравномерности распределения напряжений по длине вала и его поперечным сечениям. Эта неравномерность напряжений усиливается концентрацией напряжений в галтелях щек и у краев масляных отверстий шеек вала. В связи с этим действительные напряжения могут значительно превышать номинальные, вычисленные по известным зависимостям.

Существующие методы расчета валов основаны на рассмотрении расчетных схем: разрезной и неразрезной. В разрезной расчетной схеме из коленчатого вала условно вырезается один из кривошипов, работающих в условиях максимального размаха знакопеременных крутящих и изгибающих моментов. Весь расчёт производится для этого кривошипа, полагая, что нагрузки, действующие на шатунную шейку, воспринимаются только ближайшими коренными опорами. При этом однако не учитывается то, что нагружение одного колена оказывает влияние на реакции всех опор вала. Кроме того, разрезная схема не позволяет учитывать такие существенные факторы как несоосность и упругая податливость опор. Между тем влияние этих факторов должно приниматься во внимание, так как именно они часто являются причиной поломок. Последнее тем более важно, чем выше уровень форсирования двигателя. Показано, если величина упругой осадки опор КВ того же порядка, что и деформация элементов КВ, то условия работы более близки к условиям работы по разрезной схеме.

В неразрезной расчетной схеме коленчатый вал рассматривается как многоопорная статически неопределимая пространственная балка. Методы расчета по неразрезной схеме также не дают достаточно точных результатов, так как замена в пределах кривошипа коренных и шатунных шеек, а также щек системой стержней, жестко соединенных в узлах, является приближенной расчетной схемой, потому что для стержня длина должна значительно превышать размеры поперечного сечения, чего не бывает в реальной конструкции. Кроме того, затруднительно учесть в полной мере влияние деформации картера, упругой осадки опор, несоосность подшипников величины радиальных зазоров, а также влияние износа коренных шеек и вкладышей. Чем жестче картер, тем точнее результаты расчета КВ по неразрезной схеме. Расчет вала как многоопорной статически неопределимой пространственной рамы требует большой затраты времени на вычислительную работу. При этом, по данным многочисленных исследований, сравнительные расчеты, выполненные по обеим расчетным схемам, показали, что запасы прочности коренных шеек получаются почти одинаковы (по некоторым данным в пределах 3...4 %).

Анализ поломок коленчатого вала показывает, что большей частью они имеют усталостный характер. Разрушение начинается от зон наибольшей концентрации напряжений, расположенных у краев отверстий для смазывания в шатунных и коренных шейках или (чаще) у галтелей щек и шеек. При усталостном разрушении шейки вала от переменных напряжений кручения на ее поверхности образуется спиральная трещина, идущая от краев масляного отверстия в направлении щек. Усталостное разрушение щеки от переменных напряжений начинается в седине щеки по сечению галтели – в месте максимальной концентрации напряжений.

Прочность коленчатого вала определяется:

- размерами и формами отдельных элементов – коренных и шатунных шеек и щек;
- влиянием факторов, снижающих усталостную прочность, – концентрацией напряжений, возникающих в галтелях (в местах перехода от шеек к щекам) и у краев масляных отверстий в шейках;

- характеристиками механической прочности материала, из которого изготовлен коленчатый вал – предел прочности σ_b , предел текучести σ_t , предел выносливости при действии нормальных σ_{-1} и касательных напряжений τ_{-1} ;

- использование методов упрочнения – поверхностного пластического деформирования, термохимических и термических обработок;

- способа формирования кривошипа – литьем или штамповкой (ковкой).

Коленчатые валы разрушаются в местах наибольшей концентрации напряжений, обычно у выхода отверстия для смазочного масла на коренных и шатунных шейках вала, а также у галтелей в сопряжении шеек со щеками.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличается разрезная и неразрезная расчетная схема коленчатого вала поршневого двигателя?
2. В каком сечении коленчатого вала зарождается усталостная трещина?
3. Какие факторы определяют прочность коленчатого вала?

6.2. Нагрузки, действующие на коленчатый вал

Основными нагрузками являются усилия от давления газа в цилиндре двигателя, передающиеся через поршень и шатун на вал, инерционные силы масс (поршень, поршневые кольца, поршневой палец, а также часть массы шатуна, отнесенной к оси поршневого пальца), движущихся возвратно-поступательно, а также центробежные силы инерции неуравновешенных вращающихся масс (щеки, шатунная шейка,

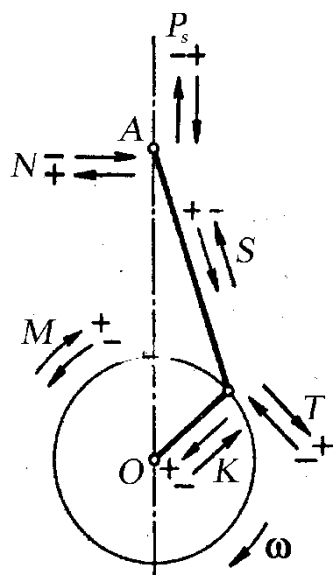


Рис. 24. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки). Через шатун на шатунную шейку коленчатого вала передаются перпендикулярно плоскости кривошипа *тангенциальная сила* T (положительное направление ее выбирается по направлению вращения коленчатого вала) и в плоскости кривошипа *нормальная сила* K (положительное направление ее выбирается по направлению к оси коленчатого вала).

На рис. 24 приведены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме: газовые P_r , инерции P_j масс, совершающих возвратно-поступательное движение, а также суммарная сила в КШМ $P_s = P_r + P_j$ четырехтактного поршневого двигателя. Суммарная сила P_s , действующая вдоль оси цилиндра (см. рис. 24), может быть разложена на две составляющие: по

направлению, перпендикулярному оси цилиндра, — боковая сила N , и вдоль оси стержня шатуна — сила S . Силу S перенесем вдоль линии действия в центршатунной шейки кривошипа, обозначим ее S и разложим на две составляющие: нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , действующую перпендикулярно радиусу кривошипа и создающую на валу двигателя крутящий момент. Графики удельных сил (отнесенных к площади поршня $\pi D^2/4$, где D — диаметр поршня) в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) показаны на рис. 25 и 26. Например, на рис. 26 $K_{уд} = K' = K/F_{пн}$ и т.д.

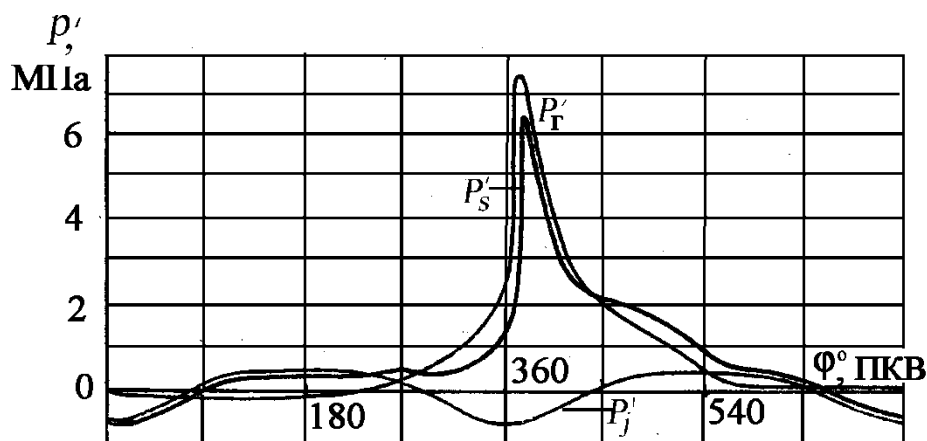


Рис. 25. Графики удельных сил поршневого двигателя сил P'_T , P'_j и P'_S по углу поворота коленчатого вала

Из графиков следует, что максимальное и минимальное значение сил T и K будет при положении поршня вблизи ВМТ (на тактах расширения и впуска). Как будет показано ниже, это важно для выбора сечения для расчета шатунной шейки при действии переменных напряжений.

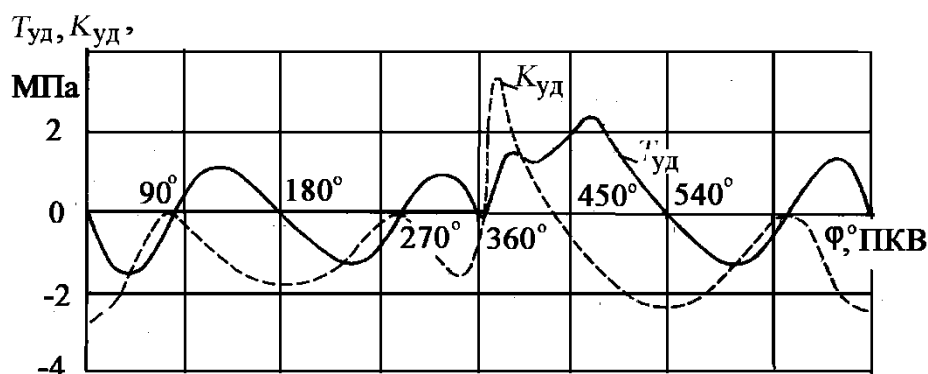


Рис. 26. Графики сил $K_{уд}$ и $T_{уд}$ (K и T деленные на площадь поршня $F_{п}$) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Расчетные схемы кривошипа коленчатого вала поршневого двигателя приведены на рис. 27, а на рис. 28 – боковая проекция его. Коренные шейки коленчатого вала дизеля выполнены короткими: левая – $l_{кш.L}$; правая – $l_{кш.P}$; диаметр коренной шейки – $d_{кш}$; толщина щек – левой и правой $h_{Л}$ и h_{P} ; ширина щек в районе перекрытия – b ; длина шатунной шейки – $l_{шш}$; диаметр ее – $d_{шш}$, радиус галтели в сопряжении шеек со щекой – r . В шатунной шейке выполнено облегчающее отверстие диаметром δ , смещенное от оси шатунной шейки в плоскости кривошипа вверх на величину e (рис. 28). Как правило, в литых коленчатых валах автомобильных двигателей в шатунной шейке облегчающее отверстие не выполняется. В

коренных и шатунной шейке имеются отверстия диаметром a для подачи масла к вкладышам подшипников. Расчет максимальных и минимальных нагрузок, действующих на кривошип – сил $KиT$, а также набегающих крутящих моментов на коренные и шатунные шейки проводится по известной методике [4, 6].

По результатам уравнивания и динамического расчета кривошипно-шатунного механизма в качестве исходных данных должны быть известны: приведенная масса противовесов $(m_{пр})_r$ (индекс r означает, что в расчетах принимается не действительная масса элемента, а приведенная к радиусу кривошипа [4]), приведенная масса каждой щеки $(m_{щ})_r$, масса шатунной шейки $m_{шш}$, часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки m_2 . Расчет проводится для наиболее нагруженного режима – номинальной мощности или максимального крутящего момента, для которой известна частота вращения коленчатого вала ω , c^{-1} . Из динамического расчета выбирается наиболее нагруженная коренная и шатунная шейки коленчатого вала.

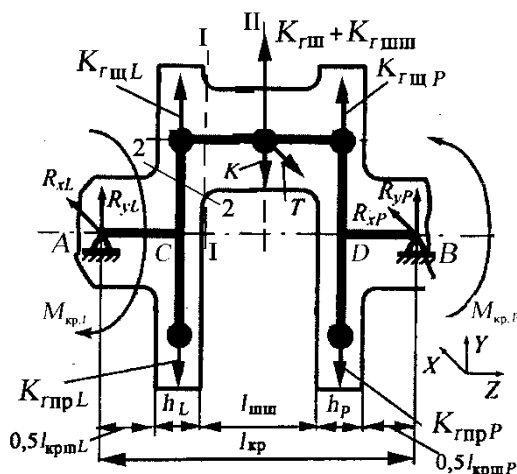


Рис. 27. Расчетная схема кривошипа

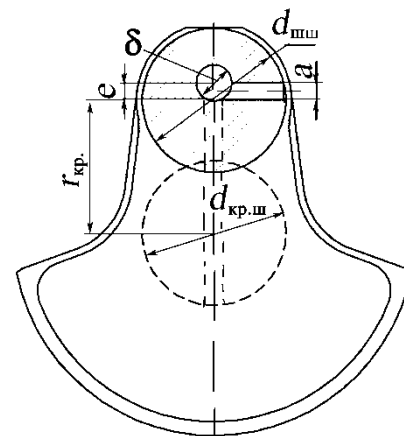


Рис. 28. Расположение облегчающего отверстия в шатунной шейке

Центробежные силы инерции неуравновешенных масс щек левой и правой равны: $K_{rщL} = K_{rщP} = (m_{щL})_r r \omega^2$. Заметим, что, как правило, в штампованных коленчатых валах дизелей противовесы прикрепляются к продолжению щек болтами. У четырех цилиндровых двигателях противовесы устанавливаются на 1, 5 6 и 8 щеках. Это нужно учитывать при выборе расчетной схемы. Центробежные силы инерции масс противовесов левого и правого $K_{гпрL} = (m_{прL})_r r \omega^2 = K_{гпрP} = (m_{прP})_r r \omega^2$. Центробежная сила инерции части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки, $K_{rш} = m_2 r \omega^2$, а центробежная сила инерции массы шатунной

шейки равна $K_{гшш} = m_{шш} \cdot r \cdot \omega^2$. Таким образом в центре шатунной шейки действует центробежная сила $K_{гш} + K_{гшш}$.

Наибольший и наименьший крутящий момент (наибольший размах крутящего момента) определяется по результатам динамического расчета (в приложении необходимо указывать при каком угле поворота кривошипа коленчатого вала (φ° ПКВ) возникает M_{\max} и M_{\min} . Кроме того, рекомендуется составить таблицы изменения сил K и T по кривошипам в зависимости от порядка работы цилиндров, по результатам которых определяем наибольшие T_{\max} , T_{\max} и наименьшие величины T_{\min} , K_{\min} сил при определенных углах поворота (φ° ПКВ). Заметим, что динамическом расчете кривошипно-шатунного механизма определялись удельные силы (отношение действительных сил к площади поршня).

Для расчета находим наиболее неблагоприятное сочетание нагрузок при действии сил K и T . (Рекомендуется определять по соотношению $\sqrt{T^2 + K^2}$).

Определим реакции на левой и правой опорах коленчатого вала: от сил, действующих в плоскости кривошипа, при максимальном значении K_{\max} :

$$\begin{aligned} \sum M_A = & (K_{rш.L} - K_{rпр.L}) \cdot 0,5(l_{к.ш.L} + h_L) + (K_{rш.ш.} + K_{rш.}) \cdot (0,5l_{к.ш.L} + \\ & + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) - K_{\max} (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) + \\ & + (K_{rш.P} - K_{rпр.P}) \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + l_{ш.ш.} + 0,5h_P) + R_{yP} l_{кр.} = 0; \end{aligned} \quad (95)$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = & (K_{rпр.L} - K_{rш.L}) \cdot (0,5l_{к.ш.P} + 0,5h_L + l_{ш.ш.} + h_P) - \\ & - (K_{rш.ш.} + K_{rш.}) \cdot (0,5l_{к.ш.P} + h_P + 0,5l_{ш.ш.}) + K_{\max} (0,5l_{к.ш.P} + \\ & + h_P + 0,5l_{ш.ш.}) - (K_{rш.P} - K_{rпр.P}) \cdot (0,5l_{к.ш.P} + 0,5h_P) - R_{yL} l_{кр.} = 0; \end{aligned} \quad (96)$$

от сил, действующих в плоскости кривошипа, при минимальном значении K_{\min} (сила K направлена вверх по сравнению с рис. 27):

$$\begin{aligned} \sum M_A = & (K_{rш.L} - K_{rпр.L}) \cdot 0,5(l_{к.ш.L} + h_L) + (K_{rш.ш.} + K_{rш.}) \cdot (0,5l_{к.ш.L} + \\ & + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) + K_{\min} (0,5l_{к.ш.L} + h_L + 0,5l_{ш.ш.}) + \\ & + (K_{rш.P} - K_{rпр.P}) \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L + l_{ш.ш.} + 0,5h_P) + R_{yP} l_{кр.} = 0; \end{aligned} \quad (97)$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = & (K_{rnp.L} - K_{rш.L}) \cdot (0,5l_{к.ш.P} + 0,5h_L + l_{ш.ш.} + h_P) - \\ & - (K_{rш.ш.} + K_{rш.}) (0,5l_{к.ш.P} + h_P + 0,5l_{ш.ш.}) - K_{\min} (0,5l_{к.ш.P} + \\ & + h_P + 0,5l_{ш.ш.}) - (K_{rnp.P} - K_{rш.P}) (0,5l_{к.ш.P} + 0,5h_P) - R_{yL} l_{кр.} = 0; \end{aligned} \quad (98)$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при максимальном значении T_{\max} :

$$\sum M_A = R_{xP} l_{кр.} - T_{\max} (0,5l_{к.ш.L} + 0,5l_{ш.ш.} + h_L) = 0; \quad (99)$$

$$\sum M_B = -R_{xL} l_{кр.} + T_{\max} (0,5l_{к.ш.P} + 0,5l_{ш.ш.} + h_P) = 0; \quad (100)$$

от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, при минимальном значении T_{\min} (сила T_{\min} направлена в другую сторону по сравнению с рис. 27):

$$\sum M_A = R_{xP} l_{кр.} - T_{\min} (0,5l_{к.ш.L} + 0,5l_{ш.ш.} + h_L) = 0; \quad (101)$$

$$\sum M_B = -R_{xL} l_{кр.} + T_{\min} (0,5l_{к.ш.P} + 0,5l_{ш.ш.} + h_P) = 0. \quad (102)$$

Здесь R_{yL} и R_{yP} – реакции от сил, действующих в плоскости кривошипа на левой и правой опоре отдельно выделенного кривошипа; R_{xL} и R_{xP} – реакции от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа на левой и правой опоре отдельно выделенного кривошипа.

Если центробежные силы масс щек и противовесов $K_{rшL}$, $K_{rшP}$, K_{rnpL} , K_{rnpP} располагаются не плоскости кривошипа (несимметричные щеки или противовесы расположены под углом к плоскости кривошипа, как в однорядных трех- или шестицилиндровых однорядных двигателях), то они раскладываются на две составляющие – в плоскости кривошипа и перпендикулярно ему. Соответственно, в приведенных выше уравнениях появляются моменты от этих составляющих. Аналогично для V-образного поршневого двигателя необходимо учесть силы K и T двух рядом расположенных шатунов (см. подробнее в [4]).

После подстановки величин в уравнения равновесия (95) – (102) получим значение реакций R_{yL} , R_{yP} , R_{xL} , R_{xP} на опорах А и В от действия сил K_{\max} , K_{\min} , T_{\max} и T_{\min} в плоскости и перпендикулярно плоскости кривошипа (см. рис. 27).

Вопросы для самопроверки

1. Какие силы действуют на коленчатый вал поршневого двигателя?
2. На каких режимах проводится расчет коленчатого вала?

3. Как определить, при каком угле поворота коленчатого вала сочетание сил KiT достигает максимального значения?

6.3. Расчет коренной шейки коленчатого вала

Коренные шейки коленчатого вала современных двигателей выполняются короткими, а кроме того расчет ведется по разрезной схеме, что не позволяет определить величину изгибающего момента. Поэтому их рассчитывают только на кручение без учета напряжений изгиба, мало влияющих на запас прочности (по некоторым данным в пределах 3...4 %). Эффективные концентрации напряжений при расчете коренной шейки принимаются по масляному отверстию, которое располагается обычно в среднем сечении, а также в сечении перехода от коренной шейки к щеке. Изгибающий момент в среднем сечении при расчете по разрезной схеме равен нулю (в этом сечении расположена опора, см. рис. 27). В сечении галтели изгибающий момент (см. рис. 27) при короткой коренной шейке невелик (плечо $0,5 l_{кш}$) и напряжения от изгиба не принимаются во внимание.

При разработке новой конструкции двигателя производится последовательный расчет всех коренных шеек. Максимальные и минимальные значения крутящих моментов $M_{кши}$ определяют из диаграмм набегающих моментов, построение которых для многоцилиндрового двигателя ведут в направлении от первого цилиндра в сторону отбора мощности с учетом порядка работы отдельных цилиндров и углов смещения кривошипов.

Можно построить таблицу набегающих на коренные шейки крутящих моментов, последовательно подходящих к отдельным коренным шейкам, начиная с первого цилиндра. При составлении таблиц углы поворота кривошипа отсчитывают по первому цилиндру. По данным таблиц набегающих моментов) $M_{кши}$ устанавливают максимальный размах цикла знакопеременного кручения:

$$\Delta M_{к.ш.маx} = M_{к.ш.маx} - M_{к.ш.миn} .$$

В зависимости от числа цилиндров, числа колен и их расположения, порядка работы цилиндров, а также быстроходности двигателя наибольший размах изменения набегающего момента для расчетного режима может получаться на различных коренных шейках[4].

При действии крутящего момента в поперечном сечении коренной шейки, где имеется отверстие диаметром a для подачи масла, возникают касательные напряжения τ от максимального $M_{кр. max}$ и минимального $M_{кр. min}$ крутящих моментов

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр. max}}{W_{p\ кш}}; \quad \tau_{min} = \frac{M_{кр. min}}{W_{p\ кш}}, \quad (103)$$

где $W_{p\ кш} = J_p \frac{2}{d_{кш}} \xi_{кр} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{кш}^4 - \delta_{кш}^4}{d_{кш}} \xi_{кр}$ – момент сопротивления коренной шейки при кручении; J_p – полярный момент инерции коренной шейки $J_p = \frac{\pi(d_{кш}^4 - \delta_{кш}^4)}{32}$; $d_{кш}$ – диаметр коренной шейки; $\delta_{кш}$ – диаметр внутреннего облегчающего отверстия в коренной шейке (если оно имеется); $\xi_{кр}$ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения $a/d_{кш}$ (прил. 16).

Если в конструкции коленчатого вала в коренной шейке нет облегчающего отверстия, то $\delta = 0$.

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}; \quad (104)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}. \quad (105)$$

Запас прочности n_τ коренной шейки от действия переменного крутящего момента находим по формуле:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_\tau)_D}{\beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (106)$$

Коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\tau)_D$ определяется из прил. 15, рис. П2; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_τ выбирается из графиков на рис. 23 с учетом обработки поверхности (тонкое шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_τ определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4.

При определении коэффициента запаса прочности коренной шейки по формуле (106) нужно иметь в виду, что коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_\tau)_д$ существенно зависит от радиуса перехода r от шейки к щеке (см. прил. 15, рис. П2). В зарубежных двигателях этот радиус переменный, что позволяет уменьшить значение $(K_\tau)_д$.

При расчете запаса прочности коленчатого вала поршневого двигателя при кручении приближенно проводится учет влияния крутильных колебаний: в запас прочности вводится коэффициент динамического усиления $\lambda_д$. Значения коэффициента динамического усиления $\lambda_д$ выбираются в зависимости от числа шеек (табл. 17).

Таблица 17. Значение коэффициента динамического усиления

Число шеек	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_д$	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	1,42	1,49	1,56

Запас прочности с учетом коэффициента динамического усиления $\lambda_д$

$$n'_\tau = n_\tau / \lambda_д. \quad (107)$$

Для поперечного сечения коренной шейки коленчатого вала в сопряжении со щекой расчет максимального и минимального касательных напряжений проводится по формуле (103). Однако при вычислении момента сопротивления следует принять $\xi_{кр.}=1$ (отверстие диаметром a отсутствует). В этом сечении возможна выточка с некоторой диаметром $d_{выт.}$ (рис. 29). Поэтому при определении момента сопротивления $W_{р\ кш}$ учитываем действительный диаметр в этом сечении $d=d_{кш.}-d_{выт.}$:

$$W_{р\ кш} = \frac{\pi(d_{кш.} - d_{выт.})^3}{16} \quad (108)$$

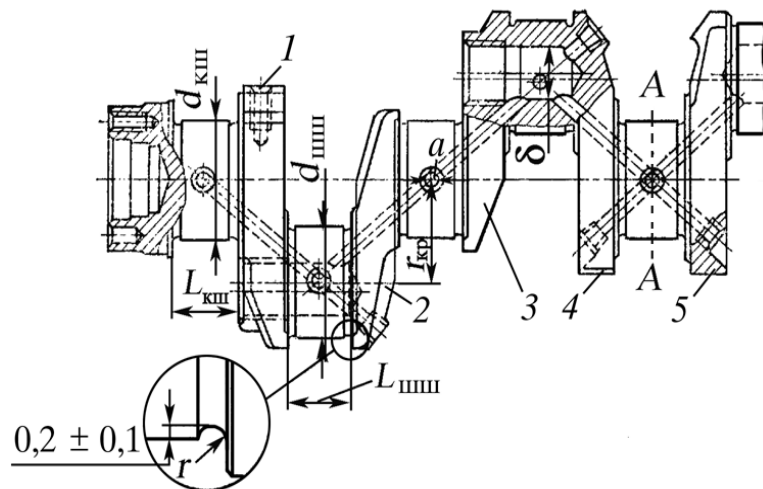


Рис. 29. Чертеж коленчатого вала четырехтактного дизеля:
1, 4, 5 – площадки для установки противовесов; 2, 3 — щеки

После вычисления τ_{\max} , τ_{\min} , τ_a и τ_m по формулам (103)–(105) запас прочности вычисляется по формуле (106). Коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $K_{\tau д}$ определяется в соответствии с рис. П2 прил. 15; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_{τ} выбирается из графиков на рис. 23 с учетом обработки поверхности (тонкое шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_{τ} определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4. Влияние крутильных колебаний вычисляется по формуле (107).

В автомобильных бензиновых двигателях запасы прочности коренных шеек должны быть не ниже 3...4 (допускается в пределах 2...3, если установлен высокий наддув) и в тракторных – 4...5 без учета крутильных колебаний. Запасы прочности коренных шеек тракторных двигателей (дизелей) принимаются большими, чем у автомобильных двигателей, так как условия их работы более жесткие. Запасы прочности коренных шеек по абсолютным величинам получаются значительными, что объясняется их большими диаметрами, выбираемыми также из условия получения высокой жесткости и допустимых давлений на поверхности шейки и подшипники скольжения.

Вопросы для самопроверки

1. Почему коренные шейки рассчитываются только на кручение?
2. В каких сечениях рекомендуется определять запасы прочности коренных шеек коленчатого вала?
3. Как учитывается влияние крутильных колебаний на запасы прочности коренных шеек?

4. Почему запасы прочности коренных шеек тракторных двигателей должны быть выше, чем у автомобильных двигателей?

6.4. Расчет шатунной шейки коленчатого вала

Шатунные шейки подвергаются одновременно изгибу и кручению. Максимальные значения изгибающих и крутящих моментов не совпадают по времени. При расчете необходимо найти запасы прочности с учетом действия переменных напряжений при изгибе, а затем – при кручении. После этого вычисляется запас прочности в случае сложного напряженного состояния.

При расчете шатунной шейки необходимо учитывать, что крутящий момент $M_{i\text{ шш}}$ на каждую шатунную шейку меняется в зависимости от угла поворота кривошипа. Поэтому необходимо составить таблицу набегающих моментов, действующих на шейки или построить их график.

После построения кривых набегающих моментов на шатунные шейки, определяется какая из них наиболее нагружена. Для нахождения крутящего момента, скручивающего шатунную шейку i -го колена $M_{\text{ш.ш.}i}$, необходимо набегающий момент на предшествующую коренную шейку $M_{\text{к.ш.}i}$ сложить с половиной значения крутящего момента от соответствующего цилиндра $M_{\text{ц}}$ или половиной произведения тангенциального усилия T_i , действующего на рассматриваемую шатунную шейку, на радиус кривошипа r , т. е.

$$M_{\text{ш.ш.}i} = M_{\text{к.ш.}i} + 0,5M_{\text{ц}} = M_{\text{к.ш.}i} + 0,5T_i r.$$

6.4.1. Расчет шатунной шейки на кручение

Запасы прочности шатунной шейки определим в двух сечениях – в сопряжении со щекой (сечение I-I, см рис. 27) и в сечении, где расположено смазочное отверстие (сечение II-II, см. рис. 27). По результатам динамического расчета определяется на расчетном режиме наибольший крутящий момент $M_{\text{ш.ш.} \max}$, действующий на шатунную шейку при соответствующем угле поворота коленчатого вала (ПКВ) φ°_{\max} ; минимальный – $M_{\text{ш.ш.} \min}$ при угле ПКВ φ°_{\min} .

Момент сопротивления при кручении шатунной шейки в сечении I-I равен

$$W_{p_{\text{шш}}} = J_p \frac{2}{d_{\text{шш}}} \lambda = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{шш}}^4 - \delta_{\text{шш}}^4}{d_{\text{шш}}} \lambda, \quad (109)$$

где $d_{\text{ш.ш.}}$ – диаметр шатунной шейки в сопряжении со щекой; δ – диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке (в бензиновых двигателях в шатунной шейке отсутствует облегчающее отверстие, т.е. $\delta=0$); λ – коэффициент, зависящий от относительного эксцентриситета отверстия облегчающего отверстия $\zeta = \frac{2e}{d_{\text{шш}} - \delta_{\text{шш}}}$ (e – абсолютный эксцентриситет) и относительной величины его (прил. 16).

Коэффициент λ используется потому, что, как правило, облегчающее отверстие в шатунных шейках выполняется не соосно с осью шатунной шейки и влияние эксцентриситета на момент сопротивления учитывает этот коэффициент.

Заметим, что в расчетах следует принимать действительный диаметр шатунной шейки, если в сечениях сопряжения со щекой имеется кольцевая выточка (см. рис. 29).

После вычисления τ_{max} , τ_{min} , τ_a и τ_m по формулам (103)–(105) запас прочности вычисляется по формуле (106). Коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора K_{τ} определяется в соответствии с рис. П2 прил. 15; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_{τ} выбирается из графиков на рис. 23 с учетом обработки поверхности (тонкое шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_{τ} определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4. Влияние крутильных колебаний вычисляется по формуле (107).

Для определения коэффициента запаса прочности в сечении II-II где имеется отверстие диаметром a для подачи масла, определим полярный момент сопротивления шатунной шейки в сечении II-II (см. рис. 2), равен

$$W_{p_{\text{р.ш.ш.}}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{\text{ш.ш.}}^4 - \delta_{\text{ш.ш.}}^4}{d_{\text{ш.ш.}}} \cdot \lambda \cdot \xi_{\text{кр.}}, \quad (110)$$

где $\xi_{\text{кр}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения $a/d_{\text{шш}}$ (прил. 16).

Заметим, что коэффициент λ для шатунной шейки вычисляется отдельно, так как ось облегчающего отверстия в шатунной шейке, как правило, располагается под углом к оси шатунной шейки.

Дальнейший расчет запасов прочности проводится так же, как в сопряжении со щекой.

В случае, если на стадии разработки эскизного проекта, проводился расчет на крутильные колебания, то для учета крутильных колебаний вместо зависимости (107) в формуле (106) при подсчете запаса прочности n_τ к амплитудному напряжению τ_a добавляют величину касательных напряжений от крутильных колебаний $\tau_{ак} = M_{кр}^a / W_{руши}$.

Вопросы для самопроверки

1. В каких сечениях рекомендуется определять запасы прочности шатунных шеек коленчатого вала?
2. Как можно учитывать влияние крутильных колебаний на запасы прочности шатунных шеек?
3. Почему запасы прочности на кручение шатунных шеек не определяют их надежность?

6.4.2. Расчет шатунной шейки на изгиб

В п. 6.2 были определены основные нагрузки, действующие на коленчатый вал, что позволяет определить напряжение от максимального и минимального изгибающих моментов в двух сечениях: в сопряжении со щекой (сечение I—I, см. рис. 27) и в сечении, где расположено смазочное отверстие (сечение II—II, см. рис. 27) на расчетном режиме. При выборе нагрузок необходимо найти такое сочетание нагрузок, которое вызывает в поперечном сечении наибольшее напряжение.

В шатунной шейке изгиб возникает от сил, действующих в плоскости кривошипа и перпендикулярно ему. Поскольку шатунная шейка круглого сечения (косой изгиб не возникает), то напряжения можно определить от суммарного момента $M_\Sigma = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$. Здесь M_x — изгибающий момент от сил, действующих в плоскости кривошипа; M_y — изгибающий момент от сил, действующих перпендикулярно плоскости кривошипа.

Определим напряжения в сечениях I—I и II—II шатунной шейки от действия изгибающих моментов. Изгибающий момент в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой (сечение I—I, см. рис. 27) от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент относительно оси x), ра-

вен (положительный знак момента принимается, как в курсе сопротивления материалов, когда верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси y , находятся в сжатой зоне, рис. 30):

от максимальных

$$M_{x,I-I} = R_{yL,\max} \cdot (0,5l_{\text{крш}L} + h_L), \quad (111)$$

или в случае, когда реакция на опоре В больше, чем на опоре А, т.е. возможны случаи неравенства реакций на опорах $R_{yP} \geq R_{yL}$ (если, например, на продолжении правой щеки расположен противовес):

$$M_{x,I-I} = R_{yP,\max} \cdot (0,5l_{\text{крш}P} + h_P); \quad (111,a)$$

от минимальных

$$M_{x,I-I} = \mp R_{yL,\min} \cdot (0,5l_{\text{крш}L} + h_L), \quad (112)$$

или

$$M_{x,I-I} = \mp R_{yP,\min} (0,5l_{\text{крш}P} + h_P); \quad (112, a)$$

Если реакции от минимальных сил $R_{yP,\min}$ и $R_{yL,\min}$ имеют направление, противоположное оси y , то моменты будут отрицательными. Поэтому в зависимостях (112) и (112, а) стоит знак \mp .

На рис. 30 приведена схема деформации кривошипа под действием силы, действующих в плоскости кривошипа (показана одна из них – K).

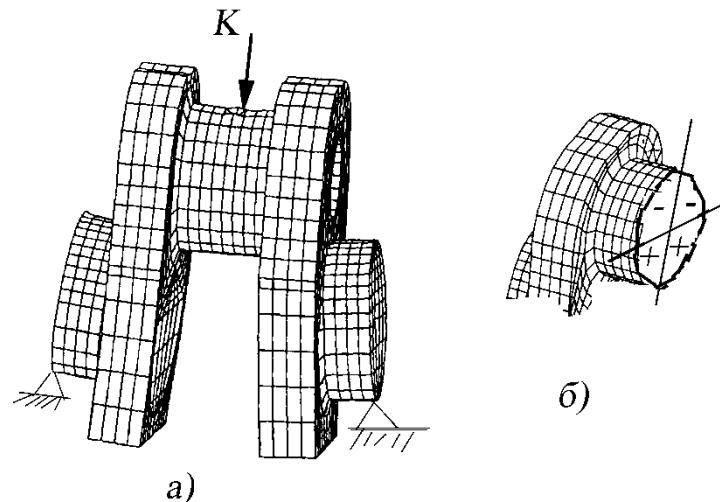


Рис. 30. Схема деформации кривошипа: а – под действием силы K ; б – знаки деформации в сечении шатунной шейки (знаком – обозначены сжатые волокна, + – растянутые)

В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа (положительный знак момента принимается, если верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (рис. 31), находятся в сжатой зоне):

от максимальных

$$M_{y,I-I} = R_{xL,\max} \cdot (0,5l_{\text{крш}L} + h_L), \quad (113)$$

или в случае, когда реакция на опоре В больше, чем на опоре А, т.е. возможны случаи неравенства реакций на опорах $R_{xP} \geq R_{xL}$ (если, например, на продолжении правой щеки расположен противовес):

$$M_{y,I-I} = R_{xP,\max} \cdot (0,5l_{\text{крш}P} + h_P); \quad (113, a)$$

от минимальных

$$M_{y,I-I} = \mp R_{xL,\min} \cdot (0,5l_{\text{крш}L} + h_L), \quad (114)$$

или

$$M_{y,I-I} = \mp R_{xP,\min} \cdot (0,5l_{\text{крш}P} + h_P); \quad (114, a)$$

На рис. 31 показаны реакции на левой и правой опорах от сил, действующих в плоскости кривошипа и перпендикулярно ей. В зависимости от направления момента знаками $+$ или $-$ обозначены сжатые или растянутые волокна. Наибольшие напряжения в тех квадрантах поперечного сечения вала, где напряжения от изгиба в каждой из плоскостей одного знака.

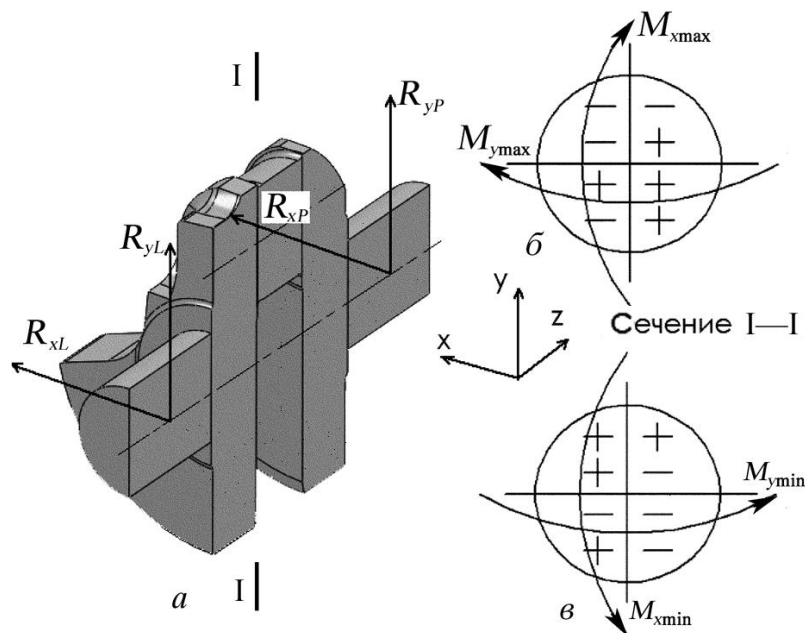


Рис. 31. Схема деформации шатунной шейки: a — направление реакций на левой и правой опорах; b — при действии максимальных изгибающих моментов в плоскости кривошипа и перпендикулярно ей; $в$ — то же при действии минимальных моментов

В общем случае максимальное и минимальное напряжение должно быть вычислено с учетом изгиба шатунной шейки в двух плоскостях по зависимости

$$\sigma = \pm \frac{M_x}{I_x} y \pm \frac{M_y}{I_y} x. \quad (115)$$

Здесь x и y – координаты точки поперечного сечения, в которой напряжения достигают максимума или минимума (в данном случае эти точки располагаются на расстоянии $d_{ш.ш.}/2$ от соответствующей оси).

Осевой момент сопротивления при изгибе шатунной шейки в сечении I-I равен

$$W_{x_{ш.ш.}} = I_x \frac{2}{d_{ш.ш.}} \lambda = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{ш.ш.}^4 - \delta_{ш.ш.}^4}{d_{ш.ш.}} \lambda, \quad (116)$$

где I_x – осевой момент инерции относительно оси x ; $d_{ш.ш.}$ – диаметр шатунной шейки в сопряжении со щекой; δ – диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке (в бензиновых двигателях в шатунной шейке отсутствует облегчающее отверстие, т.е. $\delta=0$); λ – коэффициент, зависящий от относительного эксцентриситета отверстия облегчающего отверстия $\zeta = \frac{2e}{d_{ш.ш.} - \delta_{ш.ш.}}$ (e – абсолютный эксцентриситет) и относительной величины его (прил. 16).

Необходимо также учитывать, что в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой возможна выточка с некоторой диаметром $d_{выт.}$ (см. рис. 29). Поэтому при определении момента сопротивления $W_{x_{ш.ш.}}$ необходимо учитывать действительный диаметр в этом сечении $d = d_{ш.ш.} - d_{выт.}$

носительной величины его (прил. 16).

Необходимо также учитывать, что в сечении сопряжения шатунной шейки со щекой возможна выточка с некоторой диаметром $d_{выт.}$ (см. рис. 29). Поэтому при определении момента сопротивления $W_{x_{ш.ш.}}$ необходимо учитывать действительный диаметр в этом сечении $d = d_{ш.ш.} - d_{выт.}$

Заметим, что при расчете принимаем $I_x = I_y$. Это справедливо, когда облегчающее отверстие диаметром δ соосно с диаметром шатунной шейки. Поскольку, как правило, в коленчатых валах поршневых двигателей смещение $e \ll d_{ш.ш.}$, то осевой момент инерции в соответствии с зависимостью (116) при расчете с учетом эксцентриситета облегчающего λ меняется только на 0,5 %. Поэтому расчет можно вести без учета этой поправки, приняв, что $W_{x_{ш.ш.}} = W_{y_{ш.ш.}}$.

Так как шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, определить напряжения от изгиба можно от суммарного изгибающего момента (косой изгиб не возникает). Поэтому напряжением может быть найдено по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{ш.ш.}}},$$

где $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – суммарный изгибающий момент в расчетном сечении; $W_{\text{ш.ш.}} = 2I_x/d_{\text{ш.ш.}} = 2I_y/d_{\text{ш.ш.}}$ – момент сопротивления поперечного сечения шатунной шейки при изгибе; $d_{\text{ш.ш.}}$ – действительный диаметр шатунной шейки с учетом возможной выточки (см. рис. 29).

На рис. 32 приведена схема нагружения шатунной шейки максимальными и минимальными моментами относительно осей x и y : моментами $M_{x\text{max}}$, $M_{y\text{max}}$, $M_{x\text{min}}$ и $M_{y\text{min}}$ при действии максимальных и минимальных сил. Моменты представлены в виде векторов, направленные перпендикулярно плоскости, в которой они действуют. Знак вектора выбирают в соответствии со знаком изгибающего момента. Нормальные напряжения при изгибе в поперечном сечении шатунной шейки отмечены знаками плюс или минус в зависимости от направления моментов.

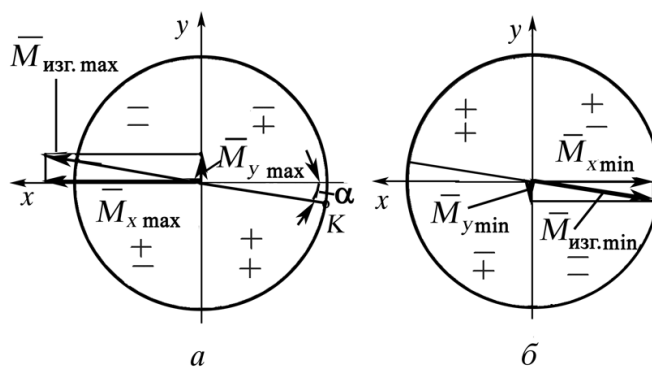


Рис. 32. Схема нагружения шатунной шейки изгибающими моментами: a — максимальным значением $M_{\text{изг. max}}$; b — минимальным $M_{\text{изг. min}}$

Поскольку от максимальных сил максимальный изгибающий момент равен

$$M_{\text{изг. max}} = \sqrt{M_{x\text{max}}^2 + M_{y\text{max}}^2}, \quad (117)$$

максимальное нормальное напряжение возникает в точке K поперечного сечения, с угловой координатой от горизонтальной оси, определяемой $\alpha_{\max} = \arccos \alpha = \arccos(M_{x\max}/M_{\text{изг.}\max})$ (см. рис. 32, а).

От минимальных сил $M_{\text{изг.}\min} = \sqrt{M_{x\min}^2 + M_{y\min}^2}$, а минимальное напряжение расположено в точке с угловой координатой (отсчет ведется от горизонтальной оси, см рис. 32, б) $\alpha_{\min} = \arccos \alpha = \arccos(M_{x\min}/M_{\text{изг.}\min})$.

Заметим, что углы α_{\min} и α_{\max} должны мало отличаться друг от друга (в пределах 1 %), так как нагрузки определяются, когда поршень располагается вблизи ВМТ. В этом случае мы можем утверждать, что максимальные и минимальные напряжения взяты в некоторой точке K поперечного сечения шатунной шейки. Если при расчете получаем большую погрешность при определении α_{\min} и α_{\max} , то необходимо уточнить результаты динамического расчета – правильно ли выбраны углы поворота коленчатого вала с максимальными и минимальными нагрузками. Хороших результатов можно достигнуть, если расчет нагрузок на детали КШМ ведется через 3° ПКВ по программе динамического расчета *Dinn*, разработанной на кафедре [4]

Максимальное и минимальное напряжения в поперечном сечении (в точке K , см. рис. 32) с учетом замечаний, высказанных ранее можно определить по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{изг.}\max}}{W_{\text{ш.ш.}}}; \quad \sigma_{\min} = \frac{M_{\text{изг.}\min}}{W_{\text{ш.ш.}}}. \quad (118)$$

Вычислив по формуле (60) амплитудное напряжение σ_a , а по формуле (61) среднее напряжение σ_m , найдем по формуле (89) частный запас прочности шатунной шейки в сечении сопряжения ее со щекой (сечение I-I, см. рис. 27):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma})_{\text{Д}}}{\beta_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

Коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_{\sigma})_{\text{Д}}$ определяется в соответствии с рис. П1 прил. 15; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_{σ} выбирается из графиков на рис. 23 с учетом обработки поверхности (тонкое шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_{σ}

определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4.

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении $I-I$ определим по формуле (59)

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

где n_{σ} – частный коэффициент запаса прочности шатунной шейки в сечении $I-I$ при изгибе; n_{τ} – частный коэффициент запаса прочности шатунной шейки в сечении при кручении.

Методика определения частного коэффициента запаса прочности шатунной шейки в сечении $I-I$ при кручении изложена в п. 6.4.1.

Покажем расчет на изгиб шатунной шейки в сечении $II-II$, где имеется отверстие для подачи масла к подшипникам скольжения. Для наиболее распространенной конструкции коленчатого вала ось отверстия для подачи масла к шатунным подшипникам перпендикулярна плоскости кривошипа (см. рис. 29). В этом случае учитываются только изгибающие моменты как раз в этой плоскости M_y , так как при изгибе шатунной шейки от сил, действующих в плоскости кривошипа в сечении (момент M_x), где расположено отверстие для подачи масла (см. рис. 32), напряжение равно нулю.

Если отверстие для подачи масла расположено в произвольном сечении, то вычислять напряжения от максимальных и минимальных сил следует по формуле (115). Координаты x и y как раз и определяют положение центра отверстия.

Если, как и раньше, примем знак изгибающего момента положительным, и если при деформации изгиба верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 31), будут располагаться в сжатой зоне, тогда изгибающие моменты в сечении $II-II$ Правны:

от максимальных сил:

$$M_{yII-II} = R_{xLmax} \cdot (0,5l_{кршL} + h_L + 0,5l_{шшш}), \quad (119)$$

или, если расчет ведется справа:

$$M_{yII-II} = R_{xPmax} \cdot (0,5l_{кршP} + h_P + 0,5l_{шшш}). \quad (119, a)$$

От минимальных сил M_{yII-II} изгибающие моменты вычисляются аналогично, если в зависимости (119) и (119, а) подставим R_{xLmin} и R_{xPmin} ВМЕСТО R_{xLmax} и R_{xPmax} ,

Момент сопротивления при изгибе шатунной шейки в сечении II-II (см. рис. 27) равен:

$$W_{\text{уш.ш.}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{\text{ш.ш.}}^4 - \delta_{\text{ш.ш.}}^4}{d_{\text{ш.ш.}}} \cdot \lambda \cdot \xi_{\text{изг.}}, \quad (110)$$

где $\xi_{\text{изг.}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения $a/d_{\text{ш.ш.}}$ (прил. 16).

В окрестности точки, где расположено смазочное отверстие, максимальное и минимальное нормальные напряжения равны:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{изг. max}}}{W_{\text{уш.ш.}}}; \sigma_{\text{min}} = \frac{M_{\text{изг. min}}}{W_{\text{уш.ш.}}}. \quad (118)$$

Вычислив по формуле (60) амплитудное напряжение σ_a , а по формуле (61) среднее напряжение σ_m , найдем по формуле (89) частный запас прочности n_{σ} шатунной шейки в сечении II-II (см. рис. 27) при изгибе.

Коэффициент концентрации напряжений K_{σ} определяется в соответствии с рис. П2 прил. 8; коэффициент влияния абсолютных размеров выбирается в соответствии с рис. коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_{σ} выбирается из графиков на рис. 23 (тонкое шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_{σ} определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4.

При кручении и изгибе для уменьшения коэффициента концентрации напряжений

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении II-II определим по формуле (93). Методика определения частного запаса прочности n_{τ} при кручении в сечении II-II была приведена в п. 6.4.1.

Запасы прочности шатунных шеек валов автомобильных двигателей должны быть не ниже 2,0...2,5 и тракторных – 3,0...3,5. Значения минимальных запасов прочности шатунных шеек ниже, чем у коренных шеек. Это объясняется меньшими диаметрами шатунных шеек, а также влиянием напряжений изгиба. Увеличение диаметра шатунной шейки ограничивается из-за увеличения массы вращающихся деталей.

Вопросы для самопроверки

1. В каких сечениях проводится расчет шатунной шейки на изгиб?
2. Как определяется знак изгибающего момента в сечениях шатунной шейки?
3. Как конструктивно увеличить запас прочности коленчатого вала?

6.4.3. Расчет шатунных шеек V-образного двигателя

Расчет на кручение коренных и шатунных шеек коленчатого вала V-образного двигателя проводится так же, как и для однорядных двигателей (см. п.п. 6.4.1. и 6.4.2.). Расчет набегающих моментов на коренные и шатунные шейки рассматриваются при изучении курса «Динамика двигателей» [4] Покажем, как можно определить реакции на опорах отдельно выделенного кривошипа для V-образного двигателя.

При расчетах каждого кривошипа выбирается следующая система координат: начало координат располагается в левой опоре на оси коренной шейки коленчатого вала, ось x направлена влево перпендикулярно плоскости первого кривошипа (если смотреть с носка, когда поршень первого кривошипа находится в ВМТ), ось y – вверх (расположена в плоскости первого кривошипа, когда поршень находится в ВМТ), а z – вдоль оси вала [4].

Для определения реакций по оси y от центробежных сил и по оси x необходимо каждое колено рассматривать в положении поршня в верхней мертвой точки на такте впуска.

Все обозначения, координатные оси, размерная цепь колена, а также положительные направления центробежных сил и реакций показаны на рис. 33.

Принимаем следующие обозначения сил и размерных цепей, указанных на рис. 33: $C_1 = m_{\text{пр}Lr} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{пр}L}$ – составляющая центробежной силы инерции левого противовеса, направленная по оси y ; $m_{\text{пр}LR}$ – приведенная масса его; $\alpha_{\text{пр}L}$ – угол между направлением центробежной силы и осью y ; $C_2 = m_{\text{ш}Lr} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{ш}L}$ – составляющая центробежной силы левой щеки, направленная вдоль оси y ; $m_{\text{ш}LR}$ – приведенная масса

левой щеки; $\alpha_{шL}$ – угол между направлением центробежной силы приведенной массы щеки и осью y ; $C_3 = m_{2L}r\omega^2$ – центробежная сила инерции массы левого шатуна, отнесенной к кривошипу; m_{2L} – часть массы левого шатуна, отнесенного к оси шатунной шейки; $C_4 = m_{ш.ш.}r\omega^2$ – центробежная сила инерции массы шатунной шейки; $m_{ш.ш.}$ – масса шатунной шейки; $C_5 = m_{2P}r\omega^2$ – центробежная сила инерции массы правого шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки; m_{2P} – часть массы правого шатуна, отнесенного к оси шатунной шейки; $C_6 = m_{шPr}r\omega^2 \cos \alpha_{шP}$ – составляющая по оси y центробежной силы правой щеки; $m_{шPr}$ – приведенная масса левой щеки; $\alpha_{шP}$ – угол между направлением центробежной силы массы щеки и осью y ; $C_7 = m_{прPr}r\omega^2 \cos \alpha_{прP}$ – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси y ; $m_{прPr}$ – приведенная масса его; $\alpha_{прP}$ – угол между направлением центробежной силы и осью y ; $C_8 = m_{прL}r\omega^2 \sin \alpha_{прL}$ – составляющая центробежной силы массы левого противовеса, направленная по оси x ; $C_9 = m_{прP}r\omega^2 \sin \alpha_{прP}$ – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси x ; l_1 – расстояние от середины левой коренной шейки до левой щеки; h_L – толщина левой щеки; l_2, l_5 – расстояние от левой, правой щеки до осевой линии левого, правого шатуна, соответственно; l_3, l_4 – расстояние от осевой линии левого, правого шатуна до середины шатунной шейки, соответственно (для рядного двигателя $l_3 = l_4 = 0$); h_P – толщина правой щеки; l_6 – расстояние от правой щеки до середины правой коренной шейки (см. рис. 33).

Составляя уравнение моментов всех действующих сил относительно левой опоры, находят реакции на правой опоре $R_{КСР}$ и $R_{ТСР}$ (индекс P) только от центробежных сил неуравновешенных масс кривошипа:

- в плоскости кривошипа (по оси y)

$$R_{КСР} = \frac{(C_1 - C_2)(l_1 + h_L/2) - C_3(l_1 + l_2 + h_L) - C_4(l_1 + l_2 + l_3 + h_L)}{l} + \frac{-C_5(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L) - (C_6 - C_7)(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P/2)}{l}; \quad (119)$$

- перпендикулярно плоскости кривошипа (по оси x)

$$R_{TCP} = -\frac{(C_8 + C_{14})(l_1 + h_L/2) + (C_9 + C_{15})(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P/2)}{l}. \quad (120)$$

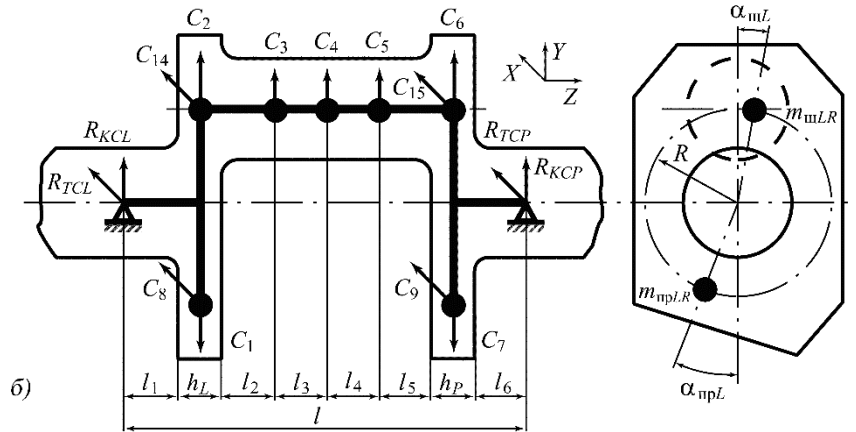


Рис. 33. Расчетная схема для определения реакций от центробежных сил инерции для отдельно выделенного кривошипа

Для определения реакций на коренные шейки коленчатого вала от газовых и инерционных сил необходимо рассмотреть реакции от сил K_i и T_i на левой и правой опорах каждого колена. На рис. 34 приведена расчетная схема колена с приложенными нагрузками. Для рядного двигателя (на шатунной шейке расположен один шатун) $K_2 = T_2 = 0, l_3 = l_4 = 0$.

Составляя уравнение моментов относительно левой опоры, можно определить реакции на правой опоре:

$$R_{KP} = \frac{K_1(l_1 + l_2 + h_L) + K_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}, \quad (121)$$

$$R_{TP} = \frac{T_1(l_1 + l_2 + h_L) + T_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}, \quad (122)$$

где K_1, K_2 – нормальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя $K_2 = 0$); T_1, T_2 – тангенциальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя $T_2 = 0$).

Составляя уравнения моментов относительно правой опоры, находим реакции на левой опоре:

$$R_{KL} = \frac{K_2(l_5 + l_6 + h_P) + K_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}, \quad (123)$$

$$R_{TL} = \frac{T_2(l_5 + l_6 + h_P) + T_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}. \quad (124)$$

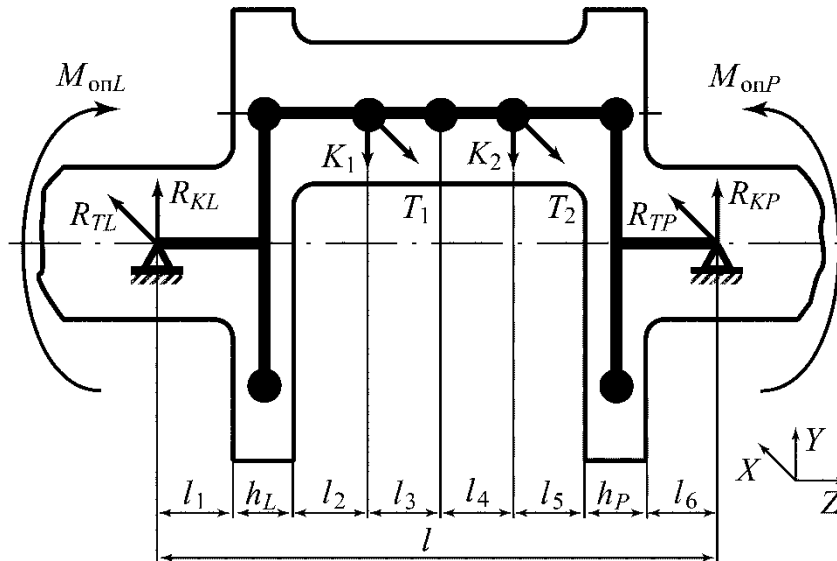


Рис. 34. Расчетная схема для определения реакций от сил K_i и T_i , а также возможных опорных моментов

Реакции R_{xL} , R_{yL} , R_{xP} , R_{yP} на оси x и y от центробежных сил, а также от сил K , T на левой и правой коренных опорах, опорных моментов (см. формулы (119) – (124)) каждого колена суммируются

$$\begin{aligned} R_{xL} &= R_{TCL} + R_{TL}; R_{xP} = R_{TCP} + R_{TP}; \\ R_{yL} &= R_{KCL} + R_{KL}; R_{yP} = R_{KCP} + R_{KP}. \end{aligned} \quad (125)$$

Далее, аналогично п. 6.4.2. определяем изгибающие моменты в сечении сопряжения шейки и щеки, а также в сечениях, где расположены отверстия для смазки (их в шатунной шейке два).

Вопросы для самопроверки

1. В чем сложность расчета на изгиб шатунных шеек V-образного поршневого двигателя?
2. Почему при определении реакций на опорах отдельно выделенного кривошипа V-образного поршневого двигателя рекомендуется разделить нагрузки на инерционные вращающихся масс и суммарные нагрузки от газовых сил и сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение?
3. Как проводится расчет на кручение коренных и шатунных шеек V-образного поршневого двигателя?

6.4.4. Расчет щеки коленчатого вала

В работах [18, 6] был предложен расчет щеки коленчатого вала поршневого двигателя с положительным перекрытием, где было показано, что разрушение по щеке от действия переменных напряжений происходит по сечению, проходящему от точки *A* сопряжения шатунной шейки со щекой в плоскости кривошипа до такой же точки сопряжения коренной шейки со щекой – по линии 2—2 (рис. 27). В точке *A* (она может расположена и слева) возникает максимальное нормальное напряжение от изгиба под действием сил, действующих в плоскости кривошипа, а также максимальное касательное напряжение под действием крутящих моментов. Как показали результаты исследований характера разрушения коленчатых валов в эксплуатации [14], именно в точке *A* появляется трещина, которая под действием переменного изгибающего момента развивается вглубь щеки и приводит к разрушению по линии 2—2.

Развитию трещины способствуют максимальные касательные напряжения на внешней поверхности шатунной шейки в сопряжении со щекой.

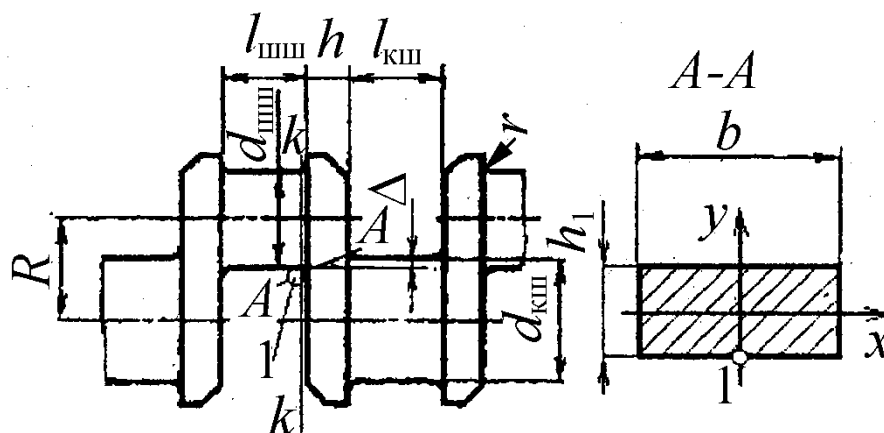


Рис. 35. Расчетная схема щеки коленчатого вала

Для определения изгибающего момента, деформирующего щеку, необходимо взять сумму моментов всех сил, действующих в плоскости кривошипа, относительно точки *C* — середины толщины щеки (см. рис. 27 и 35). Так, если проводить расчет левой щеки (см. рис. 27 и 35), то в этом случае изгибающий момент в плоскости кривошипа равен:

$$M_{\text{изг}} = 0,5(l_{\text{кш}} + h_P)R_{yP};$$

или

$$M_{изг} = 0,5(l_{кш} + h_L)R_{yL}.$$

От действия максимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изг.маx}$ равен:

$$M_{изг.маx} = 0,5R_{yPмаx} (l_{кш} + h_P); \quad (126)$$

или

$$M_{изг.маx} = 0,5R_{yLмаx} (l_{кш} + h_L); \quad (126, a)$$

от действия минимальной нагрузки изгибающий момент $M_{изг.мин}$:

$$M_{изг.мин} = 0,5R_{yPмин} (l_{кш} + h_P). \quad (127)$$

или

$$M_{изг.мин} = 0,5R_{yLмин} (l_{кш} + h_L). \quad (127, a)$$

Знак изгибающего момента будем принимать положительным, и если при деформации изгиба верхние волокна вала, обращенные к положительному направлению оси x (см. рис. 35), будут располагаться в сжатой зоне (в этом случае в т. А возникают положительные нормальные напряжения).

Определим перекрытие шатунной шейки (рис. 35):

$$\Delta = \frac{d_{к.ш.} + d_{ш.ш.}}{2} - r_{кр.}, \quad (128)$$

где $r_{кр.}$ – радиус кривошипа.

Определим h_1 (см. рис. 35):

$$h_1 = \sqrt{h^2 + \Delta^2}. \quad (129)$$

Зная ширину щеки в области перекрытия b , определим момент сопротивления щеки при изгибе

$$W_{из.} = bh_1^2/6. \quad (130)$$

Используя зависимости (126), (127) и (130), определим максимальные и минимальные напряжения в т. А:

$$\sigma_{маx A} = \frac{M_{изг.маx}}{W_{из.}}; \text{ и } \sigma_{мин A} = \frac{M_{изг.мин}}{W_{из.}}. \quad (131)$$

Вычислив по формуле (60) амплитудное напряжение σ_a , а по формуле (61) среднее напряжение σ_m , найдем по формуле (89) частный запас прочности n_σ щеки (см. рис. 27) при изгибе.

Коэффициент концентрации напряжений K_σ определяется в соответствии с рис. П1 прил. 15; коэффициент влияния абсолютных размеров выбирается в соответствии с рис. 19; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_σ выбирается из графиков на рис. 23 (тонкое

шлифование); коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_σ определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен коленчатый вал, по прил. 4.

Частный коэффициент запаса прочности при определении его в сопряжении шатунной шейки и щеки (точка А) вычисляется при расчете шатунной шейки на кручение (п. 6.4.1.).

Общий коэффициент запаса прочности вычисляется по формуле (93). Коэффициенты запаса прочности щеки коленчатого вала рекомендуется принимать не менее 1,8...2,1.

Величина перекрытия $\Delta > 0$, начиная с некоторого значения, как видно из рис. 36, оказывает сильное влияние на прочность щеки (σ_ε – эквивалентное напряжение). Это обстоятельство подтверждают исследования С.В. Серенсена и А.С. Лейкина, где показано, что гипотеза плоских сечений при изгибе коленчатых валов оказывается несправедливой. Неравномерность распределения напряжений в шейках возрастает с уменьшением длины шеек, а также толщины и ширины щёк, и заметно снижается при наличии больших положительных перекрытий щёк ($\Delta > 0,2$).

Необходимо отметить, что вычисление деформаций элементов колена вала, рассчитанное по его геометрическим осям по существующим методикам, не является вполне достоверным, поскольку нейтральная линия в местах перехода шеек в щеки сильно отклоняется от геометрических осей (рис. 36).

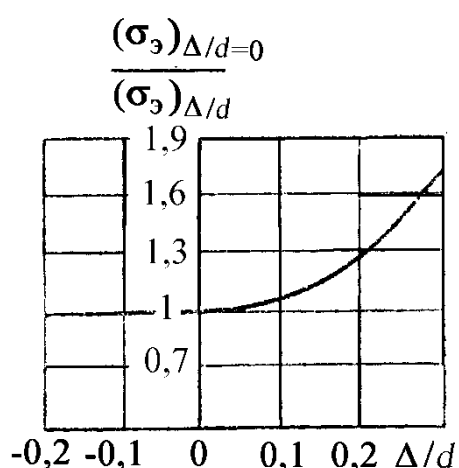


Рис. 35. Изменение прочности коленчатого вала в зависимости от величины перекрытия

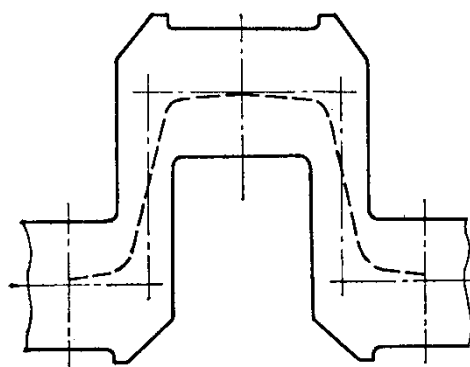


Рис. 36. Схема деформации кривошипа по щекам

На это обстоятельство указал еще С.В. Серенсен [29]. Нетрудно заметить, что предлагаемая методика расчета щеки в некоторой степени учитывает это обстоятельство (расчетное сечение перпендикулярно реальной нейтральной линии).

Вопросы для самопроверки

1. В какой точке коленчатого вала зарождается трещина при действии эксплуатационных нагрузок?
2. Что такое перекрытие шеек и как оно влияет на прочность щеки?
3. Как определяется частный запас прочности щеки при изгибе?
4. Как определяется частный запас прочности щеки при кручении?

6.5. Методы упрочнения коленчатых валов

Упрочнение КВ для повышения его усталостной прочности достигается:

- конструктивными мероприятиями как при проектировании нового двигателя, так и при усовершенствовании уже существующей модели;
- технологическими методами, предусматривающими применение поверхностного упрочнения с помощью специальных способов механической обработки и применения термических и термохимических методов.

Наиболее эффективные конструктивные мероприятия по упрочнению сводятся к приданию элементам вала и их сопряжениям более благоприятных геометрических форм, позволяющих уменьшить коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ (см. прил. 15, рис. П1 и П2), пропорционально которым увеличиваются переменные составляющие цикла напряжений σ_a и τ_a , входящие в уравнения, определяющие запасы прочности.

Точно также можно уменьшить K_σ и K_τ при выборе размера отверстия для подачи масла к коренным и шатунным шейкам (см. прил. 8, рис. П1-П3).

Конструирование детали рациональной формы позволяет с большим эффектом использовать материал вала и получить более равномерное распределение напряжений по объему детали.

В настоящее время накоплено большое количество экспериментальных данных о влиянии различных конструктивных решений на эффективные коэффициенты концентрации и усталостную прочность отдельных элементов вала, из которых надо обратить внимание на следующие.

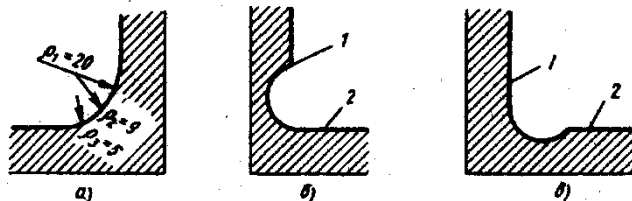


Рис. 37. Формы галтелей: а – многорадиусная; б – с поднутрением в щеку; в – с поднутрением в шейку; 1 – щека; 2 – шейка

1. Увеличение **перекрытия шеевала**, сопро-

вождается увеличением жесткости кривошипа. С увеличением перекрытия свыше 10 мм предел выносливости кривошипа на изгиб повышается: при $\Delta = 10$ мм на $\sim 3,5\%$, при $\Delta = 20$ мм на $\sim 29\%$ и при $\Delta = 30$ мм на $\sim 75\%$.

2. Увеличение радиуса галтели позволяет уменьшить отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений на изгибе к масштабному фактору (см. прил. 15, рис. П1 и П2). В то же время увеличение радиуса галтели приводит к неполному использованию опорной длины шеек, вследствие чего повышается давление на опорные поверхности. Для увеличения опорной поверхности шейки при одновременном снижении концентрации напряжений галтель выполняют двумя-тремя сопряженными дугами различных радиусов, как показано на рис. 3 и рис. 4.

Эпюры нормальных напряжений вдоль галтели при различных радиусах кривизны ρ изображены на рис. 4 а. Увеличение радиуса перехода с 5 до 9 мм приводит к уменьшению максимального напряжения с 370 до 220 МПа, т. е. на 40%. Одновременно понижаются максимальные напряжения по ширине щеки с 390 до 250 МПа.

3. Углубление галтели в шейку (рис. 37) также сопровождается уменьшением концентрации напряжений. Наличие разгрузочной канавки на шейке обуславливает более равномерную эпюру напряжений с меньшими величинами максимальных напряжений как вдоль образующей шейки, так и по ширине щеки и, кроме того, позволяет увеличить радиусы переходов от шейки к щеке.

Следует иметь в виду, что при наличии на шейке разгружающей канавки усталостная прочность коленчатого вала повышается при изгибе, но вследствие уменьшения сечения шейки несколько снижается

при знакопеременном кручении. Увеличения радиуса галтели и опорной длины шейки можно добиться также, сделав углубление в щеке, которая, однако, при этом ослабляется.

4. **Увеличение толщины h и ширины b** щеки позволяет повысить ее жесткость, так как момент сопротивления поперечного сечения $W_{из}$ возрастает.

5. **Эксцентричное расположение** внутреннего облегчающего отверстия в шатунной шейке относительно ее геометрической оси в сторону удаления от радиуса кривошипа сопровождается уменьшением напряжений изгиба у галтели и повышением усталостной прочности на 10...15%.

6. **Бочкообразная форма внутренней полости** шеек позволяет несколько понизить концентрацию напряжений в галтели и повысить усталостную прочность при знакопеременном кручении. При одинаковых жесткостях вала максимальное напряжение в галтели с бочкообразными полостями шеек на 10% меньше, чем при цилиндрических.

7. **Масляное отверстие** в шатунной шейке следует располагать не в плоскости кривошипа, а в перпендикулярной плоскости при $\varphi = 90^\circ$ или $\varphi = 270^\circ$, в местах минимальных касательных напряжений. Эпюра касательных напряжений по сечению шейки имеет овальную форму (рис. 38, в). Максимальные касательные напряжения в шатунной шейке возникают в зонах, непосредственно примыкающих к плоскости симметрии кривошипа, причем большое влияние на форму эпюры напряжений оказывают ширина щеки и наличие на ней скосов. Предел выносливости при кручении шатунной шейки с масляными каналами, расположенными под углом $\varphi = 90^\circ$ или 270° , получается на 15% выше, чем при каналах, расположенных под углом $\varphi = 0$ или 180° .

При выборе расположения масляного отверстия следует учитывать также условия смазки подшипника. На рис. 38, г изображено распределение напряжений у краев масляного отверстия шатунной шейки. Максимальное напряжение возникает внутри масляного отверстия. Очевидно, что переход в этом месте должен быть выполнен возможно большим радиусом и затем отполирован. Угол наклона θ оси масляного отверстия, расположенного в плоскости колена, значительно влияет на величину максимальных напряжений у масляного отверстия. В пределах от $\theta = 0$ (радиальное отверстие) до $\theta = 25^\circ$ максимальные напряже-

ния остаются постоянными. При $\theta = 45^\circ$ максимальное напряжение получается на 30% выше, чем при $\theta = 0$. Существующие методы поверхностного упрочнения при помощи специальных способов механической обработки сводятся к наклепу поверхностей вала, а также к полировке его наружных поверхностей, внутренних поверхностей отверстий и масляных каналов в шейках.

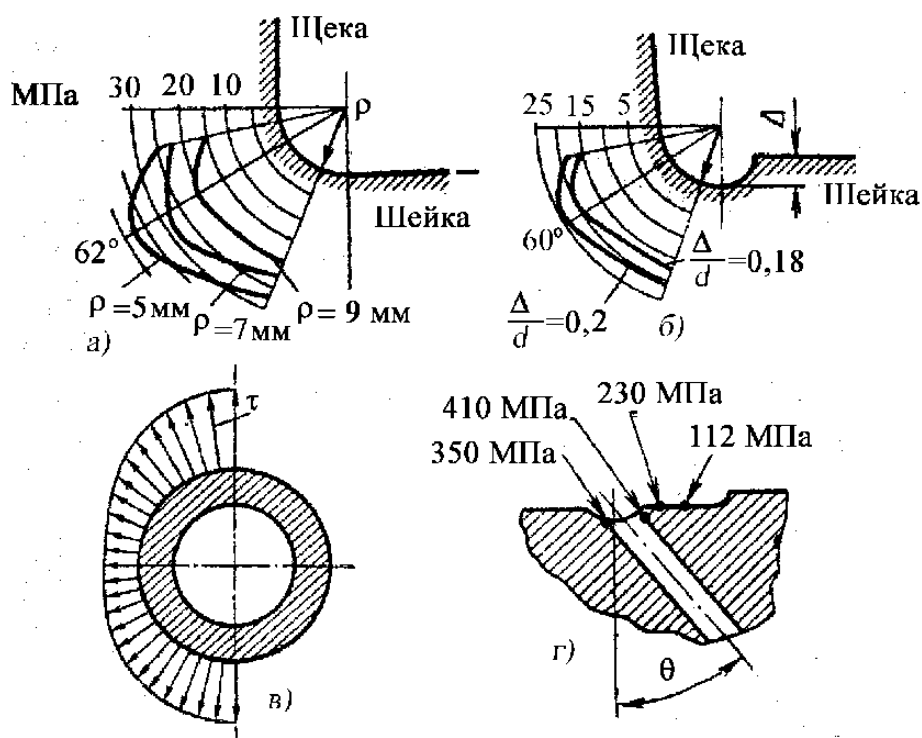


Рис. 38. Концентрация напряжений в элементах кривошипа

При наклепе создается поверхностный слой с остаточными сжимающими напряжениями. Кроме того, при наклепе уничтожаются субмикроскопические трещины, являющиеся возможными источниками возникновения усталостного разрушения при прогрессивном их увеличении под воздействием знакопеременных нагрузок. Наклеп поверхностей создается обычно в местах возникновения концентрации напряжений и производится: а) обкаткой галтелей роликами; б) обдувкой галтелей дробью и в) обжатием краев масляного отверстия шариком.

При обкатке роликами галтелей и обжатии шариком краев масляных отверстий коленчатых валов автомобильных двигателей предел выносливости при изгибе повышается примерно на 40%, а при кручении – на 20%. Усталостная прочность коленчатого вала при обкатке роликами галтелей с последующей их закалкой ТВЧ увеличивается на

50%. При обдувке галтелей стальной дробью предел выносливости вала возрастает на 40%.

Термохимическими и термическими способами поверхностного упрочнения являются азотирование и поверхностная закалка с помощью ТВЧ. При азотировании, так же, как и при поверхностном наклепе, на поверхности создаются остаточные напряжения сжатия, вследствие чего значительно повышается сопротивление статическому разрушению при сжатии.

Азотирование поверхностей вала позволяет значительно повысить пределы выносливости: при изгибе на 60% и при кручении на 35%. Однако при механической обработке после азотирования усталостная прочность коленчатого вала может понизиться. Так, например, шлифование поверхностей может привести к появлению микротрещин и местных ожогов, в результате чего усталостная прочность снижается примерно на 25%; не рекомендуется также производить сверление масляных отверстий в шейках после азотирования, так как в этом случае предел выносливости при кручении может значительно понизиться.

Повышение усталостной прочности при закалке поверхностей вала ТВЧ обуславливается увеличением механической прочности закаленного слоя и появлением поверхностных напряжений сжатия. Исследования показали, что на участках валов без концентрации напряжений при закалке ТВЧ предел выносливости может быть повышен только в ограниченных пределах (на 15%). При наличии концентрации напряжений усталостная прочность может быть повышена в 2 раза и более (в зависимости от толщины закаленного слоя). Так, закалка галтелей с выходом закаленной зоны на щеку у последней шатунной шейки со стороны маховика повышает усталостную прочность вала на 60—90%. Верхнюю торцовую часть щеки снимают, чтобы избежать появления трещин.

При неправильном подборе режимов закалки ТВЧ и температур последующего отпуска на поверхности детали могут возникнуть микротрещины, которые значительно понижают ее усталостную прочность.

6.6. Материалы для изготовления коленчатых валов

Коленчатые валы автотракторных двигателей штампуют (отковыывают) или отливают. Валы изготавливаются из сталей марок 45, 45А, 45Х и 45ХА. Для дизелей, работающих в условиях высокого наддува, могут применяться легированные стали 18ХНМА, 18ХНВА и 40ХНМА с повышенными пределами текучести и прочности. Механические свойства сталей приведены в прил. 5, табл. П2.

Поковки валов автомобильных двигателей термически обрабатывают до твердости *НВ* 163...269, а тракторных дизелей – до *НВ* 207...241.

После штамповки (ковки) коленчатые валы подвергают первой термической обработке (отжигу или нормализации), назначение которой – снятие внутренних термических напряжений в металле и понижение твердости, что необходимо для последующей механической обработки.

Литые коленчатые валы, получившие большое применение, изготавливают из:

- высокопрочного чугуна, модифицированного магнием;
- перлитного ковкого чугуна;
- легированного никель-молибденового чугуна.

Наибольшее применение нашли магниевый и перлитный ковкие чугуны.

После механической обработки коленчатые валы непосредственно перед шлифованием подвергают вторичной термической обработке, закалке и отпуску. Это позволяет улучшить механические свойства сталей и повысить поверхностную твердость, а, следовательно, и износостойкость поверхностей шеек. В качестве термических методов обработки применяют поверхностную закалку.

Термохимические методы поверхностной обработки шеек вала – азотирование и цементация в автотракторной промышленности распространения не получили из-за высокой стоимости.

Наиболее дешевым способом поверхностной закалки, широко применяемым отечественными автотракторными заводами, является закалка ТВЧ. При этом способе поверхности шеек вала нагревают ТВЧ, а затем охлаждают водой. Закалочное время одного коленчатого вала не превышает 16...18 сек. После закалки валы подвергают отпуску для

снятия внутренних остаточных напряжений. Глубина слоя закалки должна быть не менее 3...4 мм; в этом случае для обработанных валов после перешлифования шеек на последний ремонтный размер гарантируется закаленный слой толщиной не менее 1 мм. Поверхностная твердость шееквала колеблется в пределах *HRC*52...62; для валов из стали 45Г2 твердость шеек составляет *HRC*48...50.

Выбор поверхностной твердости шеек вала зависит от средних давлений, а также поверхностной твердости антифрикционного сплава вкладыша.

Шероховатость поверхностей коренных и шатунных шеек валов двигателей легковых автомобилей должна быть не ниже $R_z=3,2$ мкм.

Граненность и волнистость шлифованных поверхностей валов тракторных двигателей допускаются не выше 0,005 мм.

Овальность, конусность и вогнутость коренных и шатунных шеек автомобильных двигателей не должны превышать 0,01 мм, у тракторных двигателей овальность шеек может достигать до 0,015...0,02 мм, конусность допускается не более 0,02...0,03 мм на длине 100 мм.

Отклонение от параллельности осей шатунных шеек вместе с отклонением шеек от правильной цилиндрической формы при опоре на крайние коренные шейки у автомобильных двигателей не должно превышать 0,02 мм; у тракторных двигателей допустимая непараллельность осей шатунных шеек достигает 0,03 мм на длине 100 мм.

Для уменьшения биений валы правят. Более совершенным способом устранения биений является наклеп щек.

Торец фланца вала автомобильных двигателей, на который устанавливается маховик, должен быть плоским или вогнутым не более чем на 0,1 мм. У тракторных двигателей допускается биение торца в его крайних точках не более 0,04 мм. Выпуклость торца фланца не допускается.

Коленчатые валы в сборе с противовесами и заглушками подвергаются динамической балансировке, которую часто производят вместе с маховиком и дисками сцепления. Допустимый дисбаланс устанавливает завод-изготовитель; обычно он не превосходит 100 гсм.

Для повышения усталостной прочности валов наружные и внутренние поверхности шеек, щек, а также и всех масляных каналов полируют.

Для обнаружения дефектов в металле (трещин, пустот, волосовин) коленчатые валы проверяют с помощью магнитных дефектоскопов.

К вкладышам коренных шеек коленчатых валов предъявляются те же требования, что и к шатунным вкладышам.

Вопросы для самопроверки

1. Из каких материалов изготавливаются коленчатые валы автомобильных и тракторных двигателей?
2. Как изготавливают коленчатые валы?
3. Назовите способы упрочнения коленчатых валов.

Глава 7. РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ПАЛЬЦЕВ

Нагрузка, действующая на палец в четырехтактном двигателе, переменная по величине и направлению, и в быстроходных двигателях по характеру близка к ударной. Пальцы, как правило, работают при весьма больших напряжениях.

Наиболее характерными дефектами пальцев являются продольные и поперечные трещины (рис. 39 и рис. 40). Образование продольных трещин обычно связано с высокими напряжениями, возникающими при оваллизации, чему наиболее подвержены тонкостенные пальцы (рис. 41, 42). Поперечные изломы вызываются напряжениями изгиба пальца как балки. Они характерны для толстостенных пальцев и располагаются обычно по середине их длины.

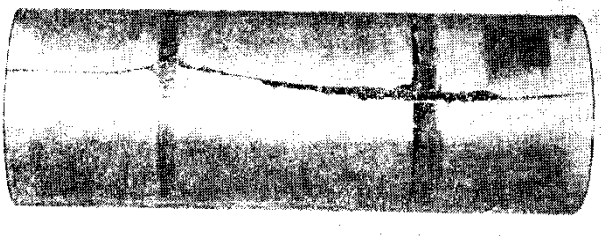


Рис. 39. Типичный вид поломки поршневого пальца, идущей по образующей



Рис. 40. Поломка поршневого пальца, начинающаяся с внутренней поверхности

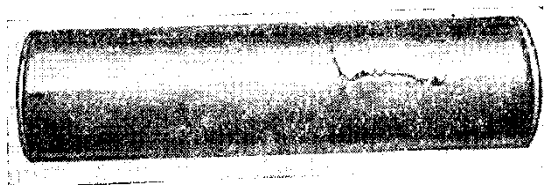


Рис. 41. Переход продольной трещины в поперечную

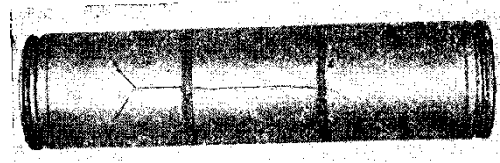


Рис. 42. Переход продольной трещины в наклонную к оси пальца

В автомобильных и тракторных двигателях применяются пальцы двух типов: плавающий палец и палец, закрепленный в головке шатуна. В настоящее время преимущественное распространение имеют плавающие пальцы, что объясняется их малым и равномерным износом по длине и окружности, а также меньшей опасностью заедания и удобством монтажа.

При изменении направления нагрузки на палец изменяется и его положение относительно поршня и шатуна, что способствует обновлению смазки в сочленениях этих пар. Однако вследствие относительно

медленного скольжения пальца по опорным поверхностям, происходящего при высоком давлении и, затрудненного циклического подвода смазки, невозможно осуществить жидкостное трение пальца.

Из условий работы пальца вытекают следующие основные требования, предъявляемые к его конструкции:

- малая конструктивная масса;
- минимальная деформация при работе;
- достаточная прочность с учетом переменной и ударной нагрузки;
- высокая износостойкость рабочей поверхности.

Так как поршневой палец испытывает нагрузку, которая зависит от угла поворота коленчатого вала, то по конструкции они могут быть цилиндрические и приближающиеся к балке равного сопротивления (напряжение постоянно в любом сечении, так как размер его меняется в зависимости от изменения нагрузки, рис. 43).

Осевая фиксация плавающего пальца осуществляется с помощью торцовых грибовидных заглушек из алюминиевого сплава или чаще с помощью пружинных колец прямоугольного или круглого сечения (рис. 44). Предпочтительнее применять первые, так как кольца круглого сечения работают недостаточно надежно. Пружинные кольца удобны при монтаже, однако они препятствуют попаданию смазки на рабочую поверхность со стороны торца пальца. Торцовые, заглушки свободны от этого недостатка.

Основной величиной, характеризующей палец (рис. 45) и до некоторой степени определяющей также габаритные размеры поршня, является отношение диаметра пальца к диаметру цилиндра d_n/D .

Для автомобильных двигателей $d_n/D \approx 0,25 \dots 0,30$, а для дизелей – $\approx 0,30 \dots 0,40$. Наиболее простыми являются пальцы трубчатой формы с прямыми цилиндрическими поверхностями. У пальцев некоторых двигателей концевые внутренние поверхности конические; их обработка сложнее, однако в этом случае палец приобретает форму бруса равного сопротивления изгибу, что позволяет уменьшить массу пальца. Обычно длина пальца $l = (0,85 \dots 0,90)D$.

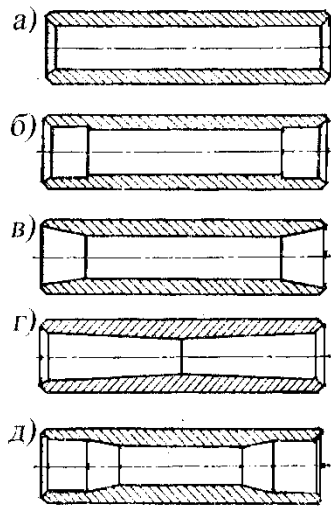


Рис. 43. Конструктивные формы поршневого пальца: *a, б* – цилиндрические; *в-д* –приближающиеся к балке равного сопротивления

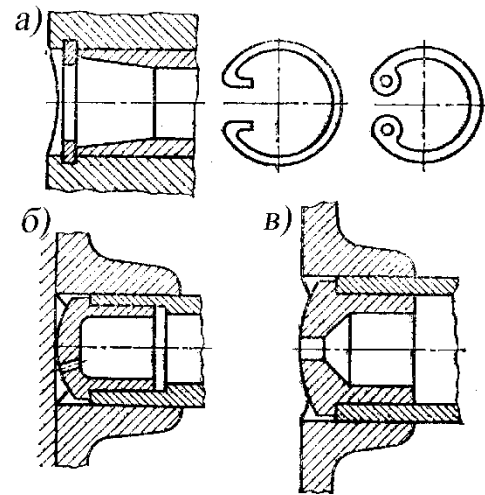


Рис. 44. Фиксация поршневых пальцев в осевом направлении: *a* –пружинными замками; *б, в* – заглушками

Отношение $\delta_{\text{п}}/D \approx 0,65...0,75$ у бензиновых двигателей и $0,60...0,75$ у дизелей.

На поршневой палец действует максимальная нагрузка на такте впуска от сил инерции массы поршневой группы при работе на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{\text{жпг}} = m_{\text{пг}} \omega_{\text{ххmax}}^2 r(1 + \lambda), \quad (132)$$

где $m_{\text{пг}}$ – масса поршневой группы (без массы поршневого пальца); $\omega_{\text{ххmax}} = (\pi n_{\text{ххmax}})/30$ – угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при максимально допустимой $n_{\text{ххmax}}$; r – радиус кривошипа; $\lambda = r/l_{\text{ш}}$; $l_{\text{ш}}$ – длина шатуна.

Кроме того, на расчетном режиме (максимального крутящего момента или номинальном) на поршневой палец на такте расширения действует нагрузка:

$$P_s = P_{\text{г}} - P_{\text{жпг}} = (p_z - p_0)F_{\text{п}} - m_{\text{пг}} \omega^2 r(1 + \lambda), \quad (133)$$

где p_z – максимальное давление сгорания на расчетном режиме; p_0 – атмосферное давление; ω – угловая частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме; $m_{\text{пг}}$ – масса поршневой группы (поршень, поршневой палец, часть массы шатуна, отнесенная к поршневому пальцу, пружинные замки и заглушки).

Основным критерием при оценке износостойкости пальца являются удельные нагрузки на втулку шатуна $q_{ш}$ и на бобышки поршня $q_{б}$ (рис. 45).

Удельная нагрузка пальца на втулку шатуна

$$q_{ш} = \frac{P_s}{ad_{п}}; \quad \text{или} \quad q_{ш} = \frac{P_{jшг}}{ad_{п}} \quad (133)$$

где P_s – суммарная сила давления газов при сгорании и сил инерции от массы поршневой группы; $P_{jшг}$ – сила инерции в ВМТ от массы поршневой группы на режиме $n_{ххmax}$; a – длина втулки; $d_{п}$ – диаметр пальца.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_{ш} = 20 \dots 40$ МПа, тракторных – $60 \dots 90$ МПа.

Удельная нагрузка пальца на бобышку

$$q_{б} = \frac{P_z - P_{jшг}}{2l_{б}d_{п}}; \quad \text{или} \quad q_{б} = \frac{P_{jшг}}{2l_{б}d_{п}} \quad (134)$$

где $l_{б}$ – рабочая длина бобышки.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_{б} = 15 \dots 35$ МПа, тракторных – $40 \dots 60$ МПа.

Материал втулки шатуна обладает более высокой износостойкостью, чем материал бобышки, а смазку втулки обеспечить легче, а кроме того она более надежна, чем смазка бобышек, поэтому длину втулки выбирают обычно так, чтобы $2l_{б} = (1,1 \dots 1,3) \cdot a$. Уменьшение размера (ширина поршневой головки шатуна) a позволяет сократить расстояние b между торцами бобышек, благодаря чему уменьшается изгибающий момент, действующий на поршень и палец.

Максимальной расчетной нагрузкой для пальца является усилие, с которым палец прижимается к бобышкам поршня (или на такте впуска по формуле (132) или на такте расширения – по (133)).

Под действием нагрузки в пальце возникают напряжения от изгиба, среза и овализации (последнее только для плавающих пальцев)

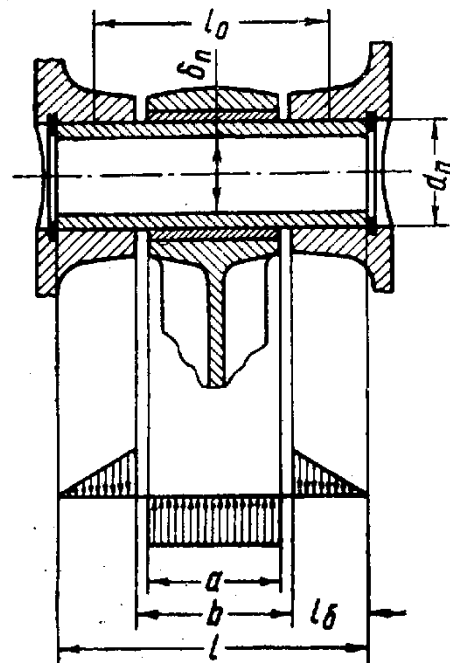


Рис. 45. Расчетная схема поршневого пальца

(рис. 46 и 47). При определении напряжений изгиба возможны затруднения в выборе схемы нагружения пальца. Р. С. Кинасошвили рекомендует определять максимальные напряжения изгиба пальца как балки с нагрузкой, изображенной на рис. 48 и 49.

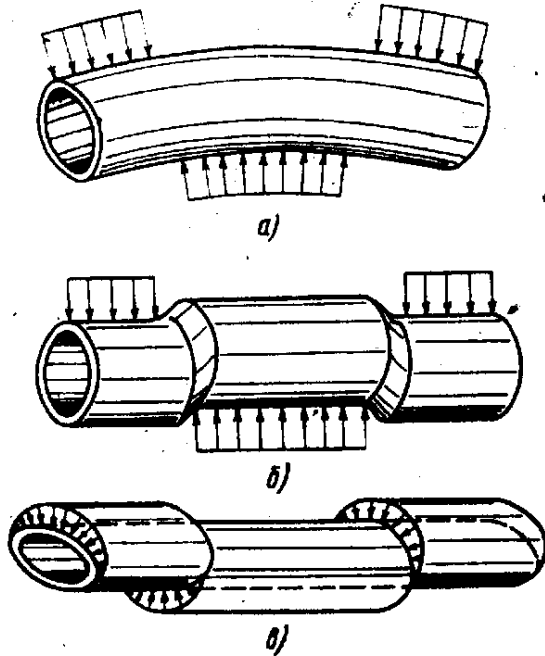


Рис. 46. Виды деформаций поршневого пальца под действием силы P_s : а – изгиб в продольном направлении; б – срез; в – оваллизация

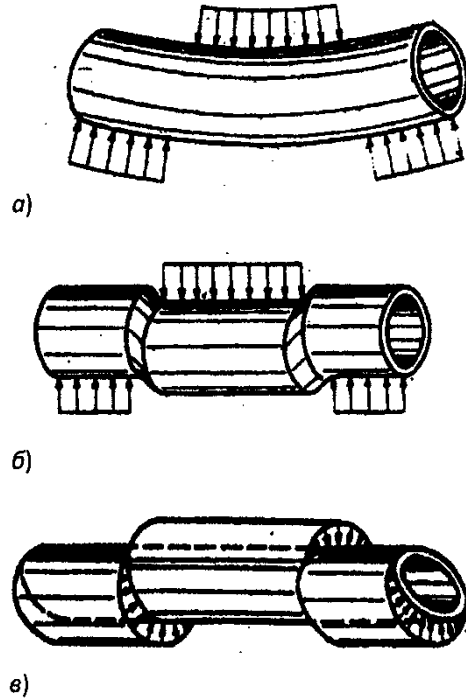


Рис. 47. Виды деформаций поршневого пальца под действием силы P_{jnr} : а – изгиб в продольном направлении; б – срез; в – оваллизация

Для схемы нагрузки (рис. 46, а или 47, а) напряжения изгиба (в центре поршневого пальца)

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1 - \alpha^4)}, \quad (135)$$

где $\alpha = \delta_{\Pi} / d_{\Pi}$; P – сила на расчетном режиме (по зависимостям (133) для расчетной схемы на рис. 48, а от силы P_s , или (132) для расчетной схемы на рис. 49, б от силы P_{jnr}).

Расчеты на выносливость нужно проводить после определения максимального напряжения σ_{\max} (положительного) по формуле (135) от действия силы P_s , считая верхние волокна поршневого пальца растянутыми (см. рис. 46, а). От действия силы инерции P_{jnr} определяется минимальное напряжение σ_{\min} . Как следует из рис. 47, а верхние волокна

поршневого пальца – сжатые. Поэтому напряжения принимаются отрицательными.

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{н}=250\dots500$ МПа.

Вычислив по формуле (60) амплитудное напряжение σ_a , а по формуле (61) среднее напряжение σ_m , найдем по формуле (89) запас прочности n_{σ} поршневого пальца (см. рис. 46 и 47) при изгибе.

Коэффициент концентрации напряжений $K_{\sigma}=1$ (тонкое шлифование и внешней и внутренней поверхности); коэффициент влияния абсолютных размеров выбирается в соответствии с рис. 19; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_{σ} выбирается из графиков на рис. 23; коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_{σ} определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен поршневой, по прил. 4.

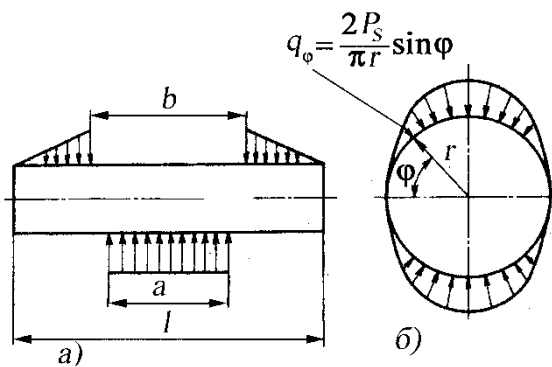


Рис. 48. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от суммарных сил P_s : a – при расчете на изгиб и срез; b – при расчете на оваллизацию

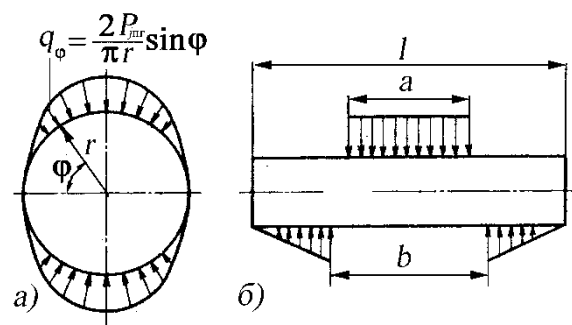


Рис. 49. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от сил инерции $P_{ин}$: a – при расчете на оваллизацию b – при расчете на изгиб и срез

Максимальная срезающая сила действует на палец в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и втулки шатуна (см. рис. 46, b и 47, b). Максимальное касательное напряжение для этих сечений в нейтральной плоскости балки

$$\tau_{\max} = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{п}^2(1 - \alpha^2)}, \quad (136)$$

где $\alpha = \delta_{п} / d_{п}$.

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\tau_{\max}=120\dots250$ МПа. Они не должны превышать допускаемых

напряжений, выбираемых в зависимости от материала, из которого изготовлен поршневой палец.

Максимальная овализация поршневого пальца или увеличение его диаметра в направлении, перпендикулярном к плоскости действия нагрузки (см. рис. 46, в и 47, в), наблюдается на среднем участке пальца на длине около $0,2l$ и определяется по формуле

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k, \quad (137)$$

где k – поправочный коэффициент

$$k = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 \quad (138)$$

l – длина пальца; E – модуль упругости материала пальца.

Максимальная овализация $\Delta d_{\max} = 0,001d_{\text{п}}$.

В результате овализации поперечных сечений в пальце возникают напряжения изгиба. Для характерных точек сечения пальца 1, 2, 3 и 4 (рис. 50) их определяют по следующим формулам.

На внешней поверхности пальца в точке 1

$$\sigma_{\alpha\varphi=0} = \frac{P}{ld_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \frac{P}{ld_{\text{п}}} \eta_1. \quad (139)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2

$$\sigma_{i\varphi=0} = -\frac{P}{ld_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_{\text{п}}} \eta_2. \quad (140)$$

На внешней поверхности пальца в точке 3

$$\sigma_{\alpha\varphi=90^\circ} = -\frac{P}{ld_{\text{п}}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_{\text{п}}} \eta_3. \quad (141)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 4

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P}{ld_{\text{п}}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] k = \frac{P}{ld_{\text{п}}} \eta_4. \quad (142)$$

На рис. 50 приведены эпюры напряжений σ_a и σ_i возникающих вследствие овализации, а на рис. 51 – значения функций η и коэффициента k в зависимости от α , а на рис. 48 и 49 – значения величин, по которым эти напряжения вычисляются, видно, что

для всех значений α величина $\eta_2 > \eta_4$, т.е. напряжения в точке 2 превышают напряжения в точке 4. Однако она определяет напряжения сжатия, которые менее опасны, чем напряжения растяжения.

Необходимо отметить, что нецементированная внутренняя поверхность пальца испытывает напряжения растяжения, вызванные термехимической обработкой его наружной поверхности. В точке 2 они частично уравниваются напряжением от газовой нагрузки, а в точке 4 напряжения суммируются. Поэтому напряжения от оваллизации оцениваются главным образом по уравнению (142).

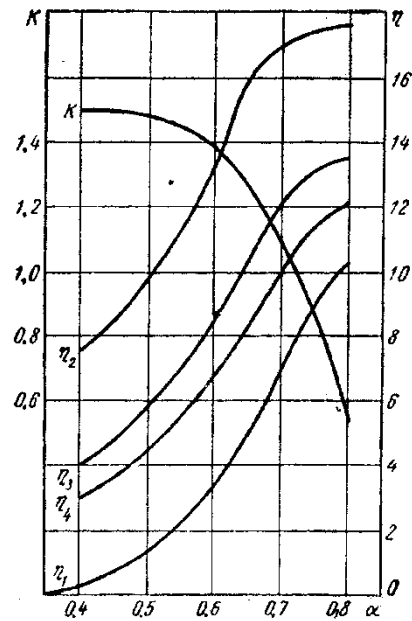
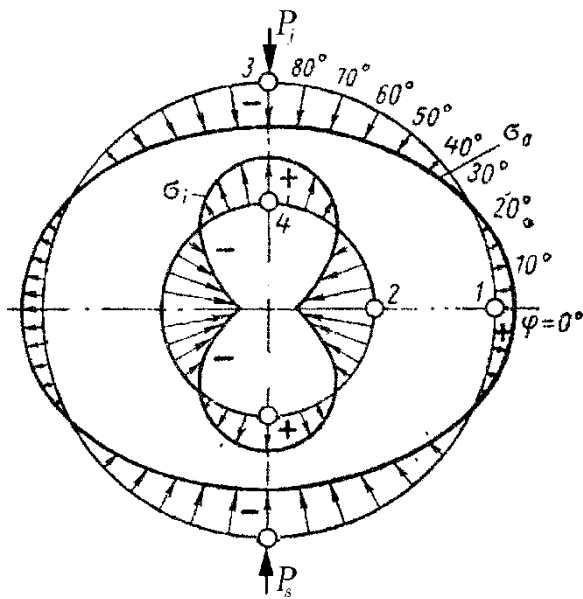


Рис. 50. Эпюры напряжений от оваллизации пальца
Рис. 51. Значения величин $k, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$

Приведенные эпюры напряжений строятся по следующим зависимостям:

для внешней поверхности

$$\sigma_a = \frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r+h}{h(2r+h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] k; \quad (143)$$

для внутренней поверхности

$$\sigma_i = -\frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r-h}{h(2r-h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] k, \quad (144)$$

где h – толщина стенки пальца; $h = \frac{d_n - \delta_{\text{п}}}{2} = d_n \frac{1-\alpha}{2}$; $r = d_n / 2$; f_1 и f_2 – безразмерные функции, зависящие от угла φ (в радианах);

$$f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi; \quad (145)$$

$$f_2 = f_1 - 0,406. \quad (146)$$

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей $\sigma_{i \max} = 120 \dots 200$ МПа.

На рис. 48 показано эпюра напряжений от оваллизации при действии нагрузки P_s . На этом же рисунке сверху условно показана сила $P_{jпг}$, так как характер эпюры оваллизации будет аналогичный, только сила будет действовать сверху. Характер эпюры оваллизации от действия от каждой из этих сил будет одинаковый. Однако при численном расчете пальца необходимо сначала провести расчет от силы P_s со своим рисунком и численными значениями, а затем – от силы $P_{jпг}$ со своим рисунком и численными значениями напряжений. Напряжения оваллизации от действия сил P_s и $P_{jпг}$ будет положительным, но от первой силы принимаем напряжение σ_{\max} , а от силы $P_{jпг}$ – σ_{\min} .

Вычислив по формуле (60) амплитудное напряжение σ_a , а по формуле (61) среднее напряжение σ_m , найдем по формуле (89) запас прочности n_σ поршневого пальца (см. рис. 44 и 45) при оваллизации.

Коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 1$ (тонкое шлифование и внешней и внутренней поверхности); коэффициент влияния абсолютных размеров выбирается в соответствии с рис. 19; коэффициент, учитывающий обработку поверхности β_σ выбирается из графиков на рис. 23; коэффициент, учитывающий влияние среднего напряжения ψ_σ определяется в зависимости от марки стали, из которой изготовлен поршневой, по прил. 4.

Рекомендуемые запасы выносливости $n \geq 2$.

Зазоры (посадки) пальца зависят от типа его сочленения с поршнем и шатуном. Так, монтажные зазоры плавающего пальца в автотракторных двигателях (в холодном состоянии) для втулки шатуна составляют $0,01 \dots 0,03$ мм, для бобышек в чугунном поршне, а – $0,02 \dots 0,04$ мм в алюминиевом поршне от $-0,01$ до $+0,02$ мм. Для плавающего пальца зазор в горячем состоянии $\Delta' \leq 0,001 d_n$. Тогда монтажный зазор между пальцем и бобышками поршня

$$\Delta = \Delta' + (\alpha_{шт} \Delta t - \alpha_{б} \Delta t_{б}) d_n, \quad (147)$$

где второй член выражает разность теплового расширения пальца и бобышки.

Для чугунного поршня можно принять $\Delta = \Delta'$.

Для жестких алюминиевых поршней монтажный зазор (натяг) пальца диаметром 30...50 мм $\Delta = - (0,02...0,03)$ мм. В этом случае поршень приходится несколько подогреть для получения при сборке скользящей посадки.

Наружная поверхность пальца и поверхности отверстий, сопряженных с ним деталей, обрабатываются точностью не ниже 1-го класса. Эти детали подбирают по группам, внутри которых размеры пальца и отверстий колеблются в пределах 1...3 мкм. Поэтому в последних моделях двигателей легковых автомобилей зазоры пальца в шатуне достигают 5...10 мкм и в бобышках алюминиевого поршня 3...7 мкм. Сборка производится без подогрева поршня.

Для поршневых пальцев автомобильных бензиновых двигателей применяют стали марок 40ХН, 45Х с последующей термической обработкой для получения твердости HRC 50...58 при нагреве ТВЧ или стали марок 15ХА 15ХМА с последующей цементацией на глубину 0,8...1,5 мм.

Для обеспечения прочности и износостойкости при тяжелых условиях работы пальцы изготавливают преимущественно из легированных цементируемых сталей марок 12Х2Н4А и 12ХН3А, которые позволяют получить поверхностную твердость HRC 55...62 и предел прочности сердцевины $\sigma_{в} = 1000...1200$ МПа.

Вопросы для самопроверки

1. Из каких материалов изготавливаются поршневые пальцы автомобильных и тракторных двигателей?
2. На какие виды деформации проводится расчет поршневых пальцев автомобильных и тракторных двигателей?
3. Назовите способы упрочнения поршневых пальцев.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены порядок разработки технического задания, конструкторской и технологической документации, приемки результатов разработки, испытаниям опытных образцов двигателей, подготовке и освоению их производства, т.е. на всех этапах конструирования двигателей. Проанализированы расчетные режимы работы двигателей, которые учитываются при расчете запасов прочности наиболее нагруженных деталей, а также методы расчета на прочность деталей с учетом действия переменной нагрузки. Для расчета предложены схематизированные диаграммы предельных циклов, разработанные автором [14].

В приложении значения коэффициентов ψ_{σ} и ψ_{τ} , учитывающих влияние средних напряжений на предельные амплитудные напряжения, для наиболее используемых в двигателестроении сталей и высокопрочных чугунов. Точно также вычислен коэффициент постоянства нагружения χ_{σ} и χ_{τ} , который позволяет вычислить положение рабочих циклов напряжений и выбрать методы расчета – по усталостному разрушению или по текучести.

Материал, изложенный в учебном пособии, окажет несомненную помощь студентам при подготовке курсовых и выпускных квалификационных работ по направлениям подготовки 13.03.03, 13.03.04 – Энергетическое машиностроение.

Автор выражает искреннюю признательность официальным рецензентам, а также сотрудникам кафедры за ряд замечаний, которые существенно улучшили изложение материала в пособии.

Свои замечания и пожелания по дальнейшему улучшению излагаемых в пособии разделов читатели могут направить на электронную почту автора: hotz@mail.ru или по адресу:

600000, Владимир, ул. Горького, 87, кафедра ТД и ЭУ.

E-mail: hotz@mail.ru

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство [Текст]: ГОСТ Р 15.201.2003. – М.: Изд-во «Росстандарт России», 2003 – 14 с.
2. Единая система конструкторской документации. Основные положения. Эскизный проект [Текст]: ГОСТ 2.119-73. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 5 с.
3. Драгомиров, С.Г. Обоснование основных параметров и оценка технического уровня проектируемого двигателя [Текст]: учеб. пособие / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров; Владим. гос. ун-т. Владимир: ВлГУ, 2001. – 30 с. – ISBN 5-89368-283-1.
4. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей [Текст]: учебное пособие/А.Н. Гоц – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М., 2019 – 384 с.
5. Гоц А.Н. Численные методы расчета в энергомашиностроении [Текст]: учебное пособие/А.Н. Гоц – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М., 2015 – 352 с.
6. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени [Текст]: учебное пособие/А.Н. Гоц – 3-е изд., испр. и доп. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М., 2017 – 208 с.
7. Гаврилов, А.А. Расчет циклов поршневых двигателей [Текст]: учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов, В.В. Эфрос; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2002. – 142 с.– ISBN 5-89368-392-7.
8. Gotz, A.N. Modeling of External Speed Performance of Diesel at Design Stage / A.N. Gotz, S.M. Frolov;// Konmot-Autoprogress 2004. Silniki spalinowe, T.1. – Krakow: Wydawnictwo politechniki Krakowskiej. т. 1. –Р. 257-262. – ISSN 0011-4561.
9. Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей [Текст]: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. – 104 с.

10. Гоц, А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие/ А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 124 с. – ISBN 5-89368-725-6.

11. Иващенко, Н.А. Особенности подготовки специалистов по ДВС в XXI веке [Текст] / Н.А. Иващенко // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII Междунар. научн.- практ. семинара.// Под ред. В.В. Эфроса и А.Н. Гоца. Владим. гос. Ун-т. – Владимир, 2001. – С. 16-18. – ISBN 5-89368-233-5.

12. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи [Текст]: учебник// И.М. Ленин, А.В. Костров, О.М. Малашкин и др.; Под ред. И.М. Ленина. – М.: Высш. шк., 1976. – 368 с.

13. Дьяченко, Н.Х., Дашков С.Н., Мусатов В.С. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания[Текст]: учебник/ Н.Х. Дьяченко, С.Н. Дашков, В.С. Мусатов и др.– М.: Машгиз.– 1962. – 359 с.

14. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей[Текст]: учеб. пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов –М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.

15. Гоц, А.Н., Валиков К.В. Построение внешних скоростных характеристик при проектировании двигателя[Текст]/ А.Н. Гоц, К.В. Валиков // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI Междунар. науч.-практ. семинара. Владим. гос. ун-т.– Владимир.– 1997.– С. 262-265.

16. Гоц, А.Н. Моделирование внешних скоростных характеристик дизеля с регуляторной ветвью[Текст] / А.Н. Гоц, И.Н. Куделя //Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1998. – № 9. – С. 21-22.

17. Теория подобия и размерностей. Моделирование[Текст]: учеб. пособие // П.М. Алабужев, В.Б. Геронимус, Л.М. Минкевич и др., – М.: Высш. шк., 1968. – 208 с.

18. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования[Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.

19. Гоц, А.Н., Гаврилов А.А. Моделирование внешних скоростных характеристик двигателя на стадии проектирования[Текст]/ А.Н. Гоц, А.А. Гаврилов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 2003.–№ 8. – С. 31-36.

20. Gotz, A.N. Modeling of Maximum Cycle Pressure Based on Engine External Speed Performance / A.N. Gotz, S.M. Frolov// Konmot-Autoprogres 2004. Silniki spalinowe, T. 1. – Krakow: Wydawnictwo politechniki Krakowskiej. т. 1. –Р. 278-285. – ISSN 0011-4561.

21. Гоц, А.Н. Моделирование внешней скоростной характеристики бензинового двигателя постоянного крутящего момента[Текст] /А.Н. Гоц // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Материалы 10 научно-техн. конференции с междунар. участием. Изд. ТУ. — Варна. – 2004. – С. 411-419.

22. Gotz, A.N. Modeling of power and torque curves of diesel at design stage [Текст]/ A.N. Gotz, S.M. Frolov// Транспорт, экология – устойчиво развитие: Материалы 10 научно-техн. конференции с междунар. участием. Изд. ТУ. — Варна. – 2004. – С. 269-274.

23. Гоц, А.Н. Моделирование внешних скоростных характеристик двигателей[Текст] / А.Н. Гоц, В.В. Эфрос // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междун. научно-практ. конференции/Под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. ВлГУ.– Владимир.– 2005. – С. 269 – 274. – ISBN 5-86953-146-2.

24. Фомин А. Эволюция свершилась [Текст]/ За рулем. – 2004. – № 9. – С. 90-97.

25. Двигатель 2,0 *TurboFSI* – настоящий технологический шедевр, сравнимый только со знаменитым 1,8 Т, удивившим автомобильный мир восемь лет назад[Текст]// За рулем. – 2004. – № 10. – С. 72.

26. Новые двигатели [Текст]// Автостроение за рубежом. – 2000. – №8. – С. 16...19.

27. Гоц, А.Н. Моделирование регуляторных характеристик дизеля на стадии проектирования [Текст]/ А.Н. Гоц // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 2007. – № 3. – С. 21-22. – Тракторные и комбайновые двигатели. Каталог[Текст]. – М.: ЦНИИТЭИАВТО-СЕЛЬХОЗМАШ, 1991. – 175 с.

28. Гоц, А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени[Текст]: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2005. – 117 с.

29. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность [Текст]/ С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович; под ред. С. В. Серенсена. – М.: Машгиз, 1963. – 450 с.

30. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст]/ В. П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

31. Рудицын, М. Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов[Текст]: учеб пособие/ М.Н. Рудицын, П.Я. Артёмов, М.И. Любошиц; под ред. М.Н. Рудицына. – Минск: Вышэйш. шк., 1970. – 630 с.

32. Гоц А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла на предельную амплитуду[Текст]/ Известия вузов. МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 2004. – № 7. – С. 20 – 28.

33. Гоц А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла при расчете деталей поршневых двигателей на выносливость [Текст]/ Двигателестроение . – 2005. – №1. – С. 10-12.

34. Новые схематизированные диаграммы предельных циклов [Текст]/Тракторы и сельскохозяйственные машины . – 2005. – №3. – С. 25-27. – ISSN 0235-8573.

35. Форрест, П. Усталость металлов [Текст]/ под ред. С. В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1968. – 352 с.

36. Когаев, В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность [Текст]/ –М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Форма технического задания на разработку нового
(модернизированного) двигателя

Согласовано	Утверждаю
(Руководитель организации-заказчика)	(Руководитель организации-исполнителя)
_____ (подпись) ФИО	_____ (подпись) ФИО
Дата « ____ » _____ 20 г	Дата « ____ » _____ 20 г

Техническое задание

на разработку двигателя внутреннего сгорания по теме:

1. Наименование продукции:

2. Основание для разработки: (Договор (контракт) № от 20 г
или распоряжение от _____ 20 г. технического директора завода-исполнителя)

3. Организация-заказчик:

4. Организация-разработчик:

5. Цель и назначение разработки:

6. Содержание разработки:

7. Источники разработки:

8. Технические требования к разрабатываемому виду техники (трактора или двигателя) приведены в прил. 2.

9. Разрабатываемый двигатель должен отвечать, кроме приведенным в прил. 2 обязательным требованиям, а также условиям, оговоренным в договоре (контракте).

10. Форма представления результатов разработки:

11. Предприятие-изготовитель:

Примечание. По инициативе ЗАКАЗЧИКА в техническом задании могут быть включены согласованные с ИСПОЛНИТЕЛЕМ дополнительные технические требования.

Генеральный конструктор

организации- исполнителя

(подпись) (ФИО)

Ответственный исполнитель ТЗ

(подпись) (ФИО)

Согласовано:

Представитель организации-заказчика

(подпись) (ФИО)

Представитель организации-изготовителя)

(подпись) (ФИО)

Технические требования к двигателю (основные показатели и параметры)

Наименование показателей и параметров	Единица измерения	Значения показателей и параметров		Обоснование установленного значения показателей и параметров		Примечание
		исходное	уточненное	исходного	уточненного	
1. Тип двигателя						
2. Тактность						
3. Число и расположение цилиндров						
4. Порядок работы цилиндров						
5. Направление вращения коленчатого вала (со стороны, противоположной маховику)						
6. Степень сжатия						
7. Максимальная мощность	кВт					
8. Мощность после 60 часов наработки: номинальная по ГОСТ 18509:						
эксплуатационная по ГОСТ 18509;	кВт					
полная номинальная мощность по SAE.	кВт					
9. Частота вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности	мин ⁻¹					
10. Номинальная частота вращения	мин ⁻¹					
11. Частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, не более:						
• максимальная;	мин ⁻¹					
• минимально устойчивая.	мин ⁻¹					
12. Удельный эффективный расход топлива минимальный	г/(кВт·ч)					
13. Удельный расход топлива после 60 часов наработки, не более:						
• при номинальной мощности;	г/(кВт·ч)					
• при эксплуатационной мощности.	г/(кВт·ч)					
14. Крутящий момент при эксплуатационной мощности	Н·м Н·м					
15. Максимальный крутящий момент	мин ⁻¹					
16. Частота вращения на режиме максимального крутящего момента						
17. Относительный расход масла двигателем на угар от расхода топлива после 60 часов наработки, не более	%					
18. Масса двигателя в состоянии поставки, сухого	кг					
19. Ресурс двигателя при соблюдении правил эксплуатации, не менее	моточас					
20. Предельные углы наклона:	градус					
• продольный;						
• поперечный.						
21. Габаритные размеры	мм					

Дополнение к техническим требованиям к двигателю

1. Детали и системы двигателя, применяемые материалы
- 1.1. Блок цилиндров Выполнен в виде моноблока с картерной частью, опущенной ниже оси коленчатого вала; материал – алюминиевый сплав
- 1.2. Гильза цилиндров Мокрая, уплотнение в блоке нижней части гильзы – резиновое кольцо
- 1.3. Камера сгорания Шатрового типа, расположена в головке
- 1.4. Поршни С плоским днищем и четырьмя цековками, предотвращающими удар клапанов о днище поршня при нарушении фаз газораспределения, юбка выполнена с бочкообразным вертикальным профилем и микрорельефом; материал - отливка из алюминиевого сплава с кольцевой терморегулирующей вставкой
- 1.5. Кольца поршневые Два компрессионных и одно маслосъемное. Компрессионные – чугунные: верхнее – наружная поверхность покрыта пористым хромом; нижнее – наружная поверхность кольца фосфатирована.
Маслосъемное – расширительного типа, поверхность кольцевых дисков покрыта твердым хромом
- 1.6. Пальцы поршневые Плавающего типа; материал – малоуглеродистая сталь с последующей цементацией
- 1.5. Шатуны Откованные в штампах, стальные, со стержнем двутаврового сечения
- 1.6. Подшипник поршневой головки шатуна Свертная бронзовая втулка
- 1.7. Коленчатый вал Полноопорный, с противовесами на продолжении всех щек; материал – отливка из высокопрочного чугуна
- 1.7. Подшипники скольжения коленчатого вала Тонкостенные стальные вкладыши с антифрикционным слоем на алюминиевой основе
- 1.8. Маховик Чугунный со стальным зубчатым ободом
- 1.9. Вал распределительный Два распределительных вала (для впускных и выпускных клапанов); материал – отливка из чугуна
- 1.10. Клапаны Два впускных и два выпускных клапана на цилиндр. Материал клапанов: впускной клапан – жаропрочная хромокремнистая сталь, выпускной клапан – жаропрочная сталь с азотированной поверхностью.
- 1.11. Направляющие втулки клапанов Металлокерамические
- 1.12. Гидротолкатели Цилиндрические стаканы с плунжерной парой и подводом масла от магистрали в головке цилиндров; материал – сталь
- 1.13. Газопроводы (впускной и выпускной трубопроводы) Впускной газопровод общий для обоих рядов цилиндров, состоит из впускных труб и ресивера; выпускной газопровод – отдельный для каждого ряда цилиндров. Материал: впускной - полиамид, армированный стекловолокном, выпускной – отливка из чугуна

1.14. Воздухоочиститель	С сухим бумажным фильтрующим элементом
1.15. Система топливоподачи	Распределенное впрыскивание топлива с электронным управлением
1.16. Насос топливный	Электрический, погружного типа, расположен в топливном баке
1.17. Фильтр очистки топлива	Один, тонкой очистки с полиуретановым фильтрующим элементом
1.18. Топливопровод	Материал – алюминиевый сплав
1.19. Система смазки	Комбинированная, под давлением смазываются подшипники коленчатого и распределительного валов
1.20. Картер масляный	Литой из алюминиевого сплава
1.21. Насос масляный	Односекционный, шестеренчатого типа внутреннего зацепления, установлен в передней части блока цилиндров
1.22. Фильтр масляный	Полнопоточный, со сменным бумажным фильтрующим элементом
1.23. Система вентиляции картера	Закрытая, принудительная, действующая за счет разрежения во впускном трубопроводе
1.24. Система охлаждения	Жидкостная, закрытая, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости
1.25. Водяной насос	Центробежного типа
1.26. Система зажигания	Микропроцессорная, входит в состав системы управления двигателем
2.1. Топливо	. Основные технические требования Бензин АИ-93 по ГОСТ 2084-77
2.2. Моторное масло	Всесезонно М6з/12Г1 ГОСТ 10541-78 (8АЕ 10АУ30)
2.3. Охлаждающая жидкость	Антифриз ТОСОЛ-А40М или ОЖ-40 «Лена»
2.4. Пусковые качества	Должны соответствовать требованиям ОСТ 37.0001.052-75.
2.5. Выделение вредных веществ	Двигатель должен обеспечивать соответствие автомобиля требованиям Евро-3
2.6. Уровень поля радиопомех	Двигатель должен обеспечивать соответствие автомобиля требованиям ГОСТ 17882-72
2.7. Пусковые качества	Должны соответствовать требованиям ОСТ 37.0001.052-75
2.8. Безотказность	В соответствии с ГОСТ 14846-69

Технические требования к перспективным двигателям
(Основные показатели и параметры аналогов и прототипов)

Наименование показателя или параметра	Единица измерения	Значения показателя или параметра			Значения показателя или параметра перспективных		Примечание
		Исследованных аналогов	прототипов		Вариант 1	Вариант 2	
			ГОВ	марка двигателя			
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Тип двигателя							
2. Мощность после 60 часов наработки:							
• номинальная;	кВт						
• эксплуатационная;	кВт						
• полная номинальная по SAE.	кВт						
3. Номинальная частота вращения	мин ⁻¹						
4. Частота вращения коленчатого вала холостого хода, не более:							
• максимальная;	мин ⁻¹						
• минимально устойчивая.	мин ⁻¹						
5. Удельный расход топлива после 60 часов наработки, не более:							
• при номинальной мощности;	г/(кВт·ч)						
• при эксплуатационной мощности.	г/(кВт·ч)						
6. Крутящий момент при эксплуатационной мощности.	Н·м						
7. Максимальный крутящий момент, не менее	Н·м						
8. Среднее эффективное давление.	МПа						
9. Относительный расход масла двигателем на угар от расхода топлива после 60 часов наработки, не более.	%						
10. Тип камеры сгорания.							
11. Число и расположение цилиндров							
12. Диаметр цилиндра							
13. Ход поршня							
14. Рабочий объем цилиндра	мм						
15. Номинальная степень сжатия	мм						
16. Масса двигателя в состоянии поставки, сухого	л						
17. Ресурс двигателя при соблюдении правил эксплуатации, не менее	кг						

Окончание прил. 4

1	2	3	4	5	6	7	8
18. Предельные углы наклона: • продольный; • поперечный.	моточас градус						
19. Системы охлаждения.							
20. Системы пуска.							
21. Используемое топливо							
22. Конструктивные особенности	кВт/л						
23. Коэффициент приспособляемости	кВт/м ²						
24. Корректорный коэффициент запаса крутящего момента	кг/кВт						
25. Литровая мощность	м/с						
26. Поршневая мощность							
27. Удельная масса							
28. Скоростной коэффициент							
29. Средняя скорость поршня							
30. Отношение S/D							
31. Оценка уравновешенности по критериям Климова-Стечкина							

Характеристики механической прочности
углеродистой стали, МПа

Марка стали	$\sigma_{\hat{a}}$	$\sigma_{0,2}$	σ_{-1}	τ_{-1}	$\sigma_{-1\delta}$
10	340...420	210	160...220	80...120	120...150
20	420...500	250	170...220	100...130	120...160
30	500...600	300	200...270	110...140	170...220
35	540...650	320	220...300	130...180	170...220
40	580...700	340	230...320	140...190	180...240
45	610...750	360	250...340	150...200	190...250
50	640...800	380	270...350	160...210	200...260
60	690...900	410	310...380	180...220	220...280
30Г	550...700	320	220...320	—	—
50Г	660...850	400	290...360	—	—

Примечание. Данные, приведённые для сталей в нормализованном состоянии, получены на образцах $d = 6...12$ мм с полированной поверхностью. База испытаний $N = 10^7$ циклов. Нижние значения пределов прочности и текучести соответствуют ГОСТ 1050-60. Сталь – по ГОСТ 1050-60; при использовании сталей по ГОСТ 380-60 необходимо иметь в виду следующее соответствие марок: сталь Ст. 3 соответствует стали 20, сталь Ст. 5 – стали 35, сталь Ст. 6 – стали 45.

Таблица П2

Характеристики механической прочности
легированной стали, МПа

Марка стали	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{0,2}$	σ_{-1}	τ_{-1}	$\sigma_{-1\text{p}}$
15ХНСД	640...660	390...420	310	160	—
(НЛ-2)					
20Х	720...850	400...600	310...380	170...230	—
40Х	730...1050	650...900	320...480	210...260	240...340
45Х	850...1050	700...950	400...500	—	—
30ХМ	740...1000	540...850	310...410	230	370
35ХМ	870...1050	720...940	470...510	—	—
40ХН	1000...1450	800...1300	460...600	—	310...420
40ХФ	900...1250	800...950	380...490	—	—
50ХФ	1150...1400	900...1200	450...530	—	—
38ХМЮА	850...1200	800...1000	420...550	—	—
12ХНЗА	950...1400	700...1100	420...640	220...300	—
20ХНЗА	950...1450	850...1100	430...650	240...310	—
37ХНЗА	1150...1600	1000...1400	520...700	320...400	—
18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	300...340	—
25ХНВА	1100	950	500	—	—
40ХНМА	1100...1700	850...1600	500...700	270...380	—
30ХГСА	1100...1700	850...1500	480...700	280...400	—

Примечание. Данные по механическим свойствам приведены для сталей в улучшенном состоянии. Пределы выносливости получены на образцах $d = 6...12$ мм с полированной поверхностью. База испытаний $N = 5 \cdot (10^6...10^7)$ циклов.

При отсутствии в таблице данных по пределам выносливости для других марок стали они могут приближённо определяться на основании следующих соотношений: $(\sigma_{-1}/\sigma_{\hat{a}}) = 0,45...0,55$; $(\sigma_{-1\delta}/\sigma_{-1}) = 0,7...0,9$; $(\tau_{-1}/\sigma_{-1}) = 0,50...0,65$.

Таблица ПЗ

Характеристики механической прочности чугуна					
Механические характеристики	Марка				
	СЧ21-40	СЧ 24-44	СЧ 28-48	СЧ 32-52	СЧ 35-56
Предел прочности, МПа, при: растяжении $\sigma_{вр}$	210	240	280	320	350
сжатии $\sigma_{всж}$	950	1000	1100	1200	1200
изгибе $\sigma_{в и}$	400	440	480	520	560
кручении $\tau_{в}$	280	300	350	390	400
Твёрдость по Бринелю НВ	180...207	187...217	170...241	170...241	197...255
Предел выносливости σ_{-1} при изгибе на гладком образце, МПа	100	120	140	140	150
Тоже при кручении τ_{-1} , МПа	80	100	110	115	115
Предел текучести, пропорциональности, МПа	$\sigma_T=0,75\sigma_B$	$\sigma_T=0,75\sigma_B$	$\sigma_T=0,75\sigma_B$	$\sigma_T=0,85\sigma_B$	$\sigma_T=0,85\sigma_B$
Механические характеристики	Марка				
	ВЧ 45-0	ВЧ 40-10	ВЧ50-1.5	ВЧ 60-2	ВЧ 45-5
Предел прочности, МПа, при: растяжении $\sigma_{вр}$	450...500	400...550	500...650	600...700	450...500
сжатии $\sigma_{всж}$	1400...1600	2000...2200	1700...1800	2000...2100	2000
изгибе $\sigma_{в и}$	650...750	600...700	900...1000	1050...1100	650...750
кручении $\tau_{в}$	450...500	400...450	500...550	600...750	400...450
Твёрдость по Бринелю НВ	207...269	156...197	207...255	255...285	173...207
Предел выносливости σ_{-1} при изгибе на гладком образце, МПа	180...200	250...280	200...220	170...230	180...200
Тоже при кручении τ_{-1} , МПа	115	198	170...210	150...160	105...115
Предел текучести σ_T , МПа	350...400	300...400	400...500	420...550	320...420

Таблица П4

Значения $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}, \kappa_{\sigma} = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}, \kappa_{\tau} = \tau_{rm} / \tau_{ra}$ легированных сталей

Марка стали	ψ_{σ}	ψ_{τ}	$\kappa_{\sigma} = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$	$\kappa_{\tau} = \tau_{rm} / \tau_{ra}$
5ХНсД	0,065...0,086	0,040...0,048	0,281...0,401	0,432...0,556
20Х	0,057...0,134	0,031...0,060	0,313...0,734	0,374...0,557
40Х	0,241...0,272	0,110...0,117	1,596...2,308	0,994...1,280
45Х	0,210...0,286	0,096...0,125	1,969...1,187	0,901...1,179
30ХМ	0,154...0,236	0,072...0,108	1,014...2,103	0,384...1,475
35ХМ	0,192...0,274	0,087...0,120	0,754...1,703	0,614...1,082
40ХН	0,194...0,276	0,089...0,124	1,116...2,900	0,875...1,597
40ХФ	0,175...0,270	0,021...0,082	1,420...2,559	1,485...1,116
50ХФ	0,189...0,238	0,088...0,111	1,606...2,737	1,214...1,686
38ХМЮА	0,300...0,329	0,131...0,138	2,429...2,502	1,228...1,354
12ХН3А	0,154...0,184	0,075...0,089	0,897...1,051	0,972...1,378
20ХН3А	0,167...0,277	0,082...0,123	0,965...2,155	1,396...1,261
37ХН3А	0,252...0,258	0,111...0,116	1,794...2,066	1,00...1,333
18ХНВА	0,149...0,242	0,072...0,110	0,749...1,760	0,720...1,338
25ХНВА	0,247	0,111	1,695	1,140
40ХНМА	0,175...0,321	0,084...0,142	0,997...4,832	0,964...2,183
30ХГСА	0,179...0,263	0,083...0,119	1,128...2,617	0,880...1,571

Таблица П5

Значения $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}, \kappa_{\sigma} = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}, \kappa_{\tau} = \tau_{rm} / \tau_{ra}$ высокопрочных чугунов

Марка чугуна	ψ_{σ}	ψ_{τ}	$\kappa_{\sigma} = \sigma_{rm} / \sigma_{ra}$	$\kappa_{\tau} = \tau_{rm} / \tau_{ra}$
ВЧ 45-0	0,333...0,339	0,424...0,426	2,781...3,00	1,836...2,156
ВЧ 50-1,5	0,305...0,333	0,421...0,424	3,0...4,165	0,845...0,890
ВЧ 60-2	0,288...0,295	0,335...0,382	4,718...5,104	1,613...2,939
ВЧ 45-5	0,323...0,360	0,412...0,448	2,160...3,410	1,821...3,083
ВЧ 40-10	0,412...0,455	0,464...0,485	0,445...1,041	0,235...0,333

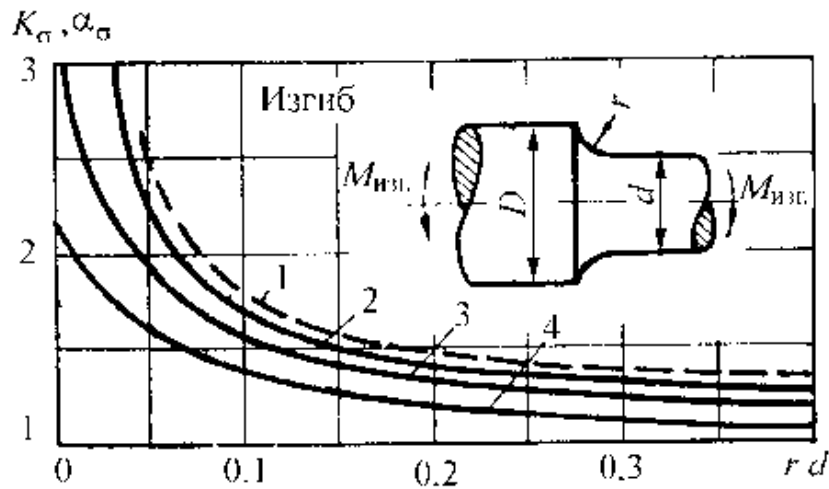


Рис. П1. Коэффициенты концентрации напряжений: $D/d=2$; $\sigma_H = M_{изг}/(0,1d^3)$; 1 – α_σ ; 2 – $(K_\sigma)_{d1}$ для легированной стали ($\sigma_B = 1200 \dots 1400$ МПа), $d = 30 \dots 50$ мм; 3 – $(K_\sigma)_{d0}$ для легированной стали ($\sigma_B = 1200 \dots 1400$ МПа), $d = 7 \dots 16$ мм; $(K_\sigma)_{d1}$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 30 \dots 50$ мм; 4 – $(K_\sigma)_{d0}$ для углеродистой стали ($\sigma_B = 500$ МПа), $d = 7 \dots 16$ мм
 Модели для расчета: $\alpha_\sigma = \frac{1,2998}{1 - 0,7816e^{-9,7266(r/d)}}$; $(K_\sigma)_{\sigma_B=500} = \frac{1,0531}{1 - 0,5261e^{-7,5840(r/d)}}$.

Поправка, учитывающая влияние предела прочности σ_B

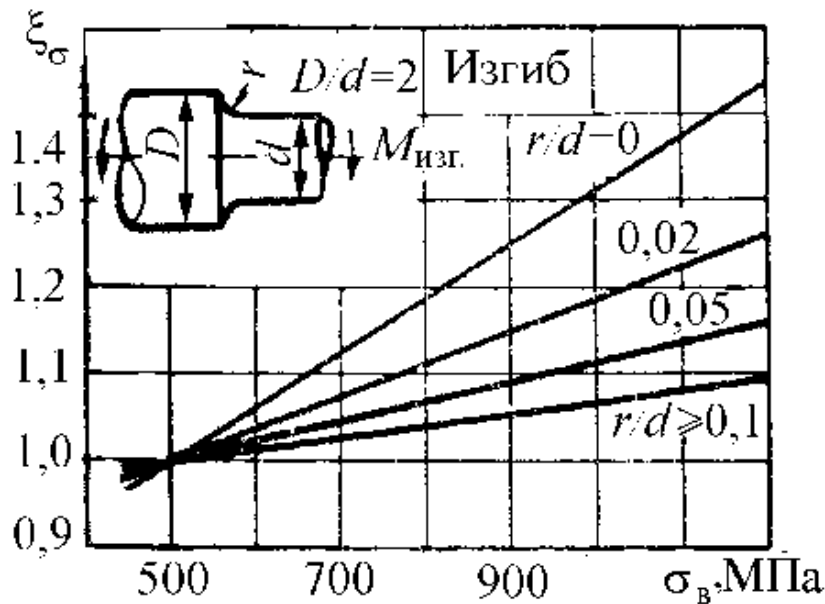


Рис. П2. Поправка $\xi_\sigma = \frac{(K_\sigma)_{\sigma_B}}{(K_\sigma)_{\sigma_B=500}}$, учитывающая влияние предела прочности σ_B .

Для произвольного значения σ_B эффективный коэффициент концентрации напряжений $(K_\sigma)_{\sigma_B}$

определяется через $(K_\sigma)_{\sigma_B=500}$: $(K_\sigma)_{\sigma_B} = \xi_\sigma \cdot (K_\sigma)_{\sigma_B=500}$

Модель для расчета: $\xi_\sigma = 0,2569(3,6614 - e^{-34,0696(r/d)}) + \{[57,9448 + 1504,5448(r/d)]^{-1,2461}\} \sigma_B$

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов с галтелями

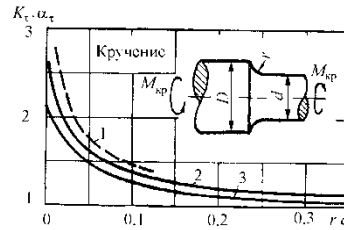


Рис. П1. Коэффициенты концентрации напряжений: $D/d = 2$; $\tau_{изг} = M_{изг}/(0,2d^3)$; 1 – α_τ ; 2 – легированная сталь ($\sigma_B = 1000 \dots 1200$ МПа), $d \leq 16$ мм; 3 – углеродистая сталь ($\sigma_B = 500$ МПа), $d \leq 16$ мм

Модели для расчета: $\alpha_\tau = \frac{1,2950}{1 - 0,6670e^{-16,6364(r/d)}} \cdot (K_\tau)_{\sigma_B=500} = \frac{1,0347}{1 - 0,5332e^{-11,0556(r/d)}}$.

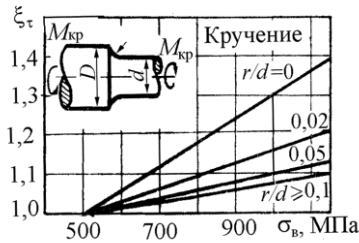


Рис.П2. Поправка, $\xi_\tau = \frac{(K_\tau)_{\sigma_B}}{(K_\tau)_{\sigma_B=500}}$ учитывающая влияние предела прочности σ_B при $D/d=2$
 $(K_\tau)_{\sigma_B} = \xi_\tau \cdot (K_\tau)_{\sigma_B=500}$.

Модель для расчета: $\xi_\tau = 0,2286/[4,065 - e^{-45,2412(r/d)}] + \sigma_B/[1666,134 + 38747,19,866(r/d)^{0,8354}]$.

Поправки, учитывающие отношение D/d при изгибе и кручении (к прил. 6 и 7)

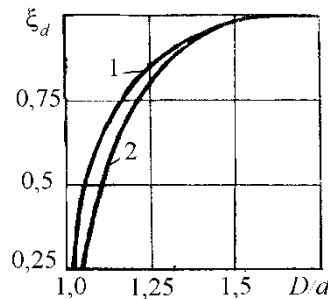


Рис. П3. Поправка ξ_d , учитывающая влияние отношения D/d : 1 – изгиб; 2 – кручение
 Модели для расчета

$$\xi_\sigma = 0,2574(3,6342 - e^{-37,3692(r/d)}) + \xi_\tau = 1/[1,4847 - 0,5846(r/d)^{0,1561}] + \{[375,6517 + 9778,6567(r/d)]^{-1,2412}\} \sigma_B; + \sigma_B/[1572,9226 + 25659,866(r/d)^{0,6745}].$$

Действительное значение K определяется: $K = 1 + \xi_d(K_0 - 1)$, где K – значение K_σ или K_τ при данном D/d ; K_0 – значение K_σ или K_τ при $D/d = 2$.

Коэффициенты концентрации напряжений α_σ , K_σ , $(K_\sigma)_D$, K_τ и $(K_\tau)_D$
для валов с поперечным отверстием

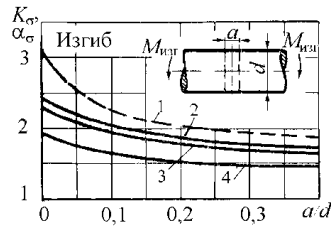


Рис. П1. Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и $(K_\sigma)_D$ при изгибе валов с поперечным отверстием $\sigma_{нн} = M_{изг} / W_{нетто}$: 1 – α_σ ; 2 – $(K_\sigma)_D$ для легированной стали ($\sigma_b \geq 1000$ МПа), $d = 40 \dots 70$ мм; 3 – K_σ для легированной стали ($\sigma_b \geq 1000$ МПа), $d = 12 \dots 16$ мм; $(K_\sigma)_D$ для углеродистой стали ($\sigma_b \leq 650$ МПа), $d = 40 \dots 50$ мм; 4 – K_σ для углеродистой стали ($\sigma_b \leq 650$ МПа), $d = 6 \dots 8$ мм

Модели для расчета: для кривой 1 $\alpha_\sigma = \frac{1}{0,2177 + 0,4165(a/d)^{0,2712}}$;

для кривой 4 $K_\sigma = \frac{1,4750}{1 - 0,2623e^{-15,2754(a/d)}}$.

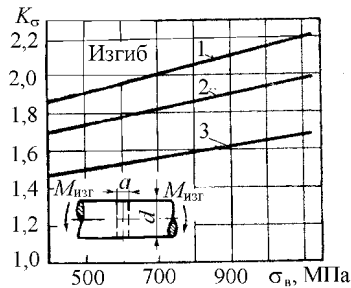


Рис. П2. Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе валов с поперечным отверстием $\sigma_{нн} = M_{изг} / W_{нетто}$: 1 – $(K_\sigma)_D = f_2(\sigma_b)$ при $a/d = 0,05 \dots 0,1$, $d = 40 \dots 50$ мм; 2 – $(K_\sigma)_D$ при $a/d = 0,15 \dots 0,25$, $d = 40 \dots 50$ мм; 3 – $K_\sigma = f_1(\sigma_b)$ при $a/d = 0,15 \dots 0,25$, $d = 6 \dots 8$ мм

Модели для расчета прямой 1 $(K_\sigma)_D = 1,6887 + 0,0004684\sigma_b$; $K_\sigma = 1,5615 + 0,0003868\sigma_b$.

Для прямой 2 $K_\sigma = 1,3676 + 0,0002767\sigma_b$.

Для прямой 3 $K_\sigma = 1,3676 + 0,0002767\sigma_b$.

Коэффициенты концентрации напряжений при кручении
для валов с поперечным отверстием

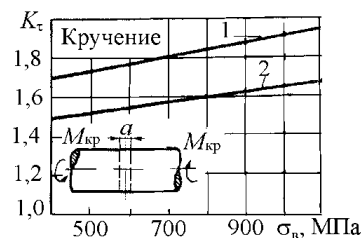


Рис. П3. Коэффициенты концентрации напряжений при кручении валов с поперечным отверстием: 1 – $(K_\tau)_D$ при $a/d = 0,05 \dots 0,25$, $d = 40 \dots 50$ мм; 2 – K_τ при $a/d = 0,05 \dots 0,25$, $d = 12 \dots 16$ мм

Модели для расчета: для прямой 1 $(K_\tau)_D = 1,5631 + 0,0003449\sigma_b$;

для прямой 2 $K_\tau = 1,3710 + 0,0002843\sigma_b$.

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе
для валов с кольцевой выточкой

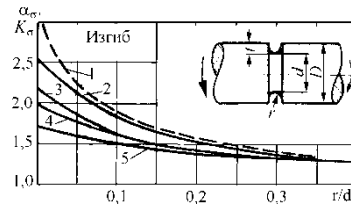


Рис. П1. Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе вала с кольцевой выточкой ($t/r=1$): 1 – α_σ ; 2 – $(K_\sigma)_д$ для легированной стали ($\sigma_b=1000$ МПа), $d=40\dots50$ мм; 3 – $(K_\sigma)_{d_0}$ для легированной стали ($\sigma_b=1000$ МПа), $d=4\dots8$ мм; 4 – $(K_\sigma)_д$ для углеродистой стали ($\sigma_b=500$ МПа), $d=40\dots50$ мм; 5 – $(K_\sigma)_{d_0}$ для углеродистой стали ($\sigma_b=500$ МПа), $d=4\dots8$ мм

Модели для расчета: $\alpha_\sigma = \frac{1}{0,3264 + 0,8126(r/d)^{0,6138}}$ (кривая 1).

Для кривой 5: $(K_\sigma)_{\sigma_b=500} = -0,4734(-2,6155 - e^{-6,4619(r/d)})$.

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние
предела прочности

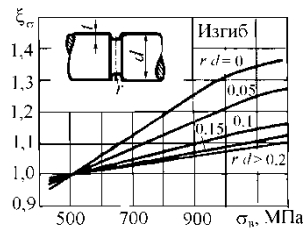


Рис. П2. Поправочный коэффициент ξ_σ , учитывающий влияние предела прочности σ_b :
 $(K_\sigma)_{\sigma_b} = \xi_\sigma (K_\sigma)_{\sigma_b=500}$

$$\xi_\sigma = \frac{1}{1,4075 - 3,5465(r/d) + 9,5808(r/d)^2} + \frac{\sigma_{\bar{a}}}{1681,02 + 10411,91(r/d) + 102538,5(r/d)^2}$$

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние отношения t/r

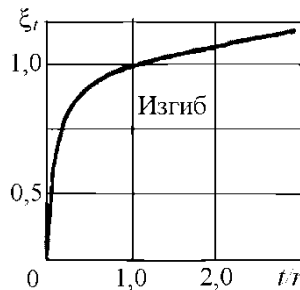


Рис. П3. Поправочный коэффициент ξ_t , учитывающий влияние отношения t/r : $\xi_t = (K-1)/(K_0-1)$,
где K – значение K_σ при данном t/r ; K_0 – значение K_σ при $t/r=1$

Модель для расчета

$$\xi_t = 1,1239(1,0003 - e^{2,1488(t/r)});$$

$$K = 1 + \xi_t(K_0 - 1).$$

Коэффициенты концентрации напряжений при кручении для валов с кольцевой выточкой

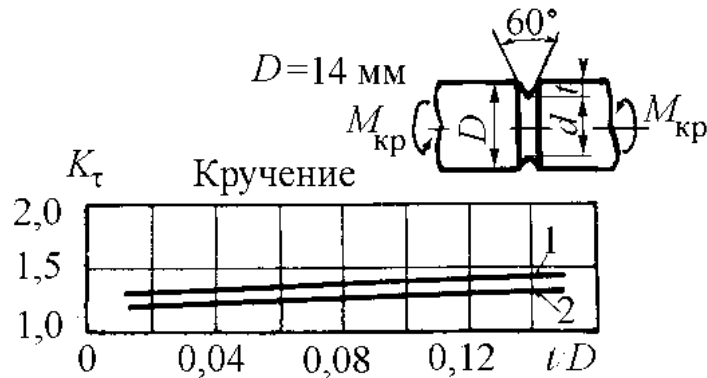


Рис. П1. Зависимость K_τ от глубины канавки t при номинальном напряжении $\tau_n = M_{кр}/0,2d^3$:
1 – легированная сталь ($\sigma_b > 900$ МПа); 2 – углеродистая сталь ($\sigma_b < 500$ МПа)

Модели для расчета 1 – $K_\tau = 1,303 + 0,923(t/D)$; 2 * - $K_\tau = 1,189 + 0,857(t/D)$

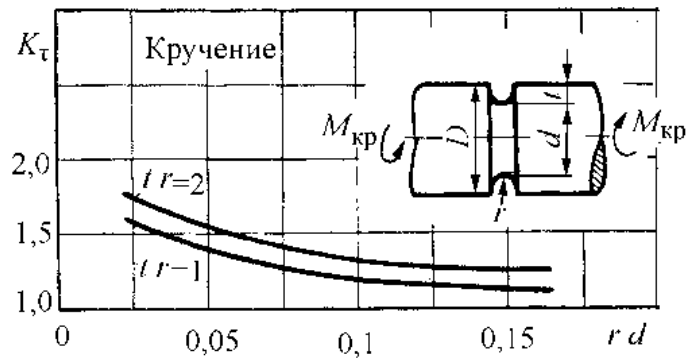


Рис. П3. Зависимость K_τ от отношения r/d и t/r : углеродистая сталь ($\sigma_b = 500$ МПа), $d = 14$ мм;
 $\tau_n = M_{кр}/0,2d^3$

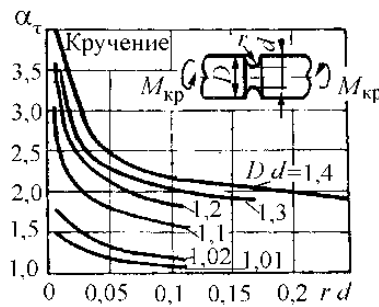


Рис. П2. Зависимость α_τ от радиуса канавки r при номинальном напряжении

$$\tau_n = M_{кр}/0,2d^3; \tau_{max} = \alpha_\tau \tau_n; \alpha_\tau = \frac{a}{1 + be^{-c(r/d)}};$$

$$a = 17,8(D/d)^3 - 71,606(D/d)^2 + 96,883(D/d) - 42,109;$$

$$b = -2,318(D/d)^3 + 9,72(D/d)^2 - 13,885(D/d) + 6,099;$$

$$c = -487,2(D/d)^3 - 1563,3(D/d)^2 - 1614(D/d) + 555,6;$$

Коэффициенты концентрации напряжений для деталей с резьбой(болты, шпильки) при растяжении-сжатии

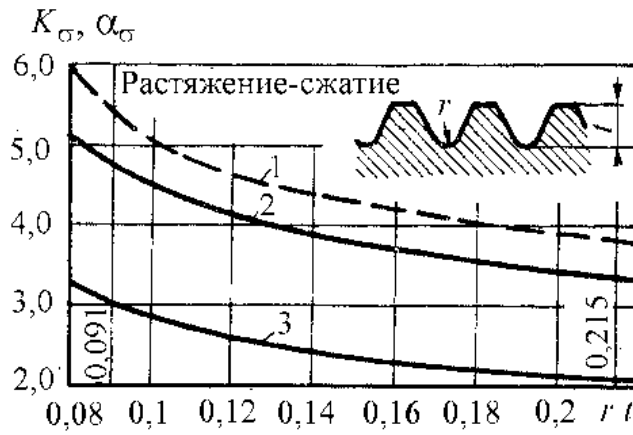


Рис. П1. 1 – α_σ ; 2 – легированная сталь, $d=12$ мм; 3 – углеродистая сталь ($\sigma_b=400$ МПа), $d=12$ мм; отношение $r/t=0,091$ соответствует метрической резьбе, а $r/t = 0,215$ – резьбе Витворта

Модели для расчета:

кривая 1 – $\alpha_\sigma = \frac{3,1535 \cdot (r/t)}{-0,0379 + (r/t)}$;

кривая 2 – $K_\sigma = 2,6037 \cdot e^{0,0544(r/t)}$; кривая 3 – $K_\sigma = -[0,0119 + 0,1895 \cdot (r/t)]^{-0,2092}$.

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние предела прочности

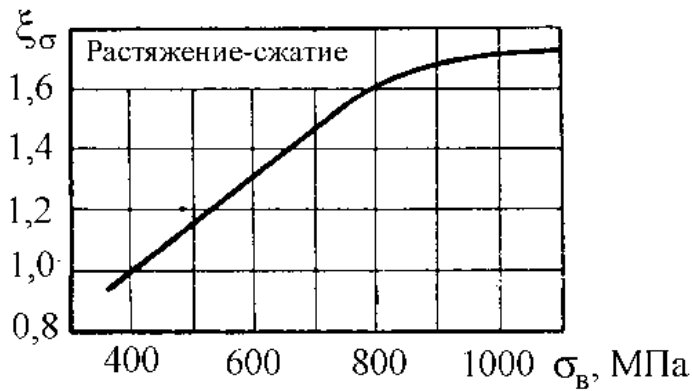


Рис. П2. Определение действительного коэффициента концентрации напряжений с учетом предела прочности:

$$(K_\sigma)_{\sigma_B} = \xi_\sigma \cdot (K_\sigma)_{\sigma_B=400}$$

Коэффициенты концентрации напряжений для деталей с резьбой

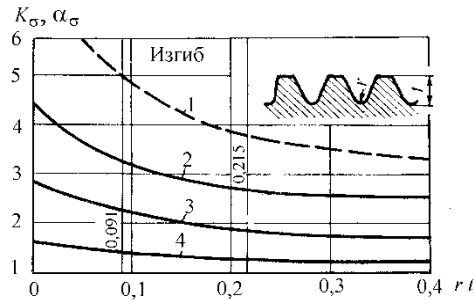


Рис. П1. 1 – α_σ ; 2 – легированная сталь ($\sigma_B > 1500$ МПа), $d = 15$ мм; 3 – легированная сталь ($\sigma_B = 800$ МПа), $d = 15$ мм; 4 – углеродистая сталь ($\sigma_B = 400$ МПа), $d = 15$ мм; отношение $r/t = 0,091$ соответствует метрической резьбе, а $r/t = 0,215$ – резьбе Витворта

$$1 - \alpha_\sigma = 2,8333 + 0,1974 / (r/t); 2 - K_\sigma = \frac{2,3586}{1 - 0,4647 e^{-6,4298(r/t)}}; 3 - K_\sigma = \frac{1,472}{1 - 0,468 e^{-3,7888(r/t)}};$$

$$4 - K_\sigma = \frac{1,1335}{1 - 0,2952 e^{-5,056(r/t)}}.$$

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние предела прочности

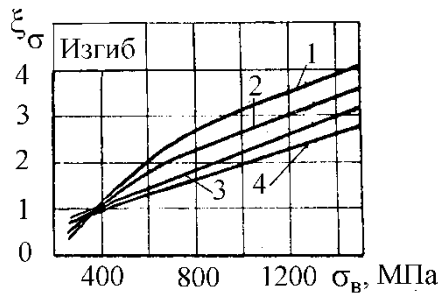


Рис. П2. Влияние предела прочности на поправочные коэффициенты: 1 – $r/t = 0$; 2 – $r/t = 0,091$ (метрические резьбы); 3 – $r/t = 0,215$ (резьба Витворта); 4 – $r/t > 0,4$

$$1 - \xi_\sigma = 1,5805 + 0,001826\sigma_B - 210360/\sigma_B^2; 2 - \xi_\sigma = 1,1438 + 0,00168\sigma_B - 217825/\sigma_B^2;$$

$$3 - \xi_\sigma = 0,5159 + 0,001768\sigma_B - 34507/\sigma_B^2; 4 - \xi_\sigma = 0,3219 + 0,001707\sigma_B$$

Масштабные коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров для деталей с резьбой

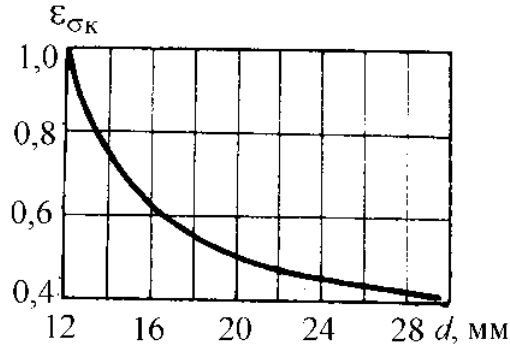


Рис. П1. Зависимость масштабного коэффициента с концентрацией напряжений от диаметра резьбы

$$\varepsilon_{\sigma_k} = \frac{0,2951d}{-8,450 + d} \quad \text{или} \quad \varepsilon_{\sigma_k} = \frac{1}{-3,3778 + 1,7725 \ln d}$$

Коэффициенты концентрации напряжений для валов

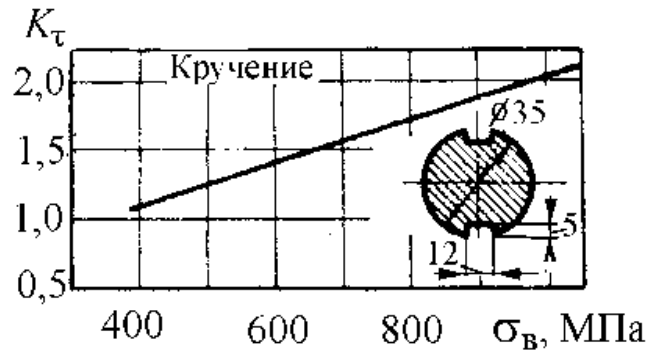


Рис. П1. Зависимость коэффициента концентрации напряжений K_{τ} от предела прочности σ_B для валов с двумя шпоночными пазами (при одном пазе необходимо вычислить соответствующее значение момента сопротивления $W_{\text{нетто}}$)

$$K_{\tau} = 0,395 + 0,0017\sigma_B$$

Коэффициенты концентрации напряжений для валов

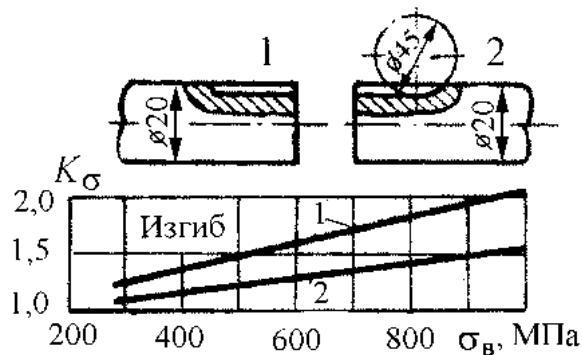


Рис. П2. Зависимость коэффициента концентрации напряжений K_{σ} от предела прочности σ_B для валов с одним шпоночным пазом (при двух пазам необходимо вычислить соответствующее значение момента сопротивления $W_{\text{нетто}}$)

$$1 - K_{\sigma} = 0,8958 + 0,0006534\sigma_B; 2 - K_{\sigma} = 0,8897 + 0,001171\sigma_B$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при изгибе щеки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

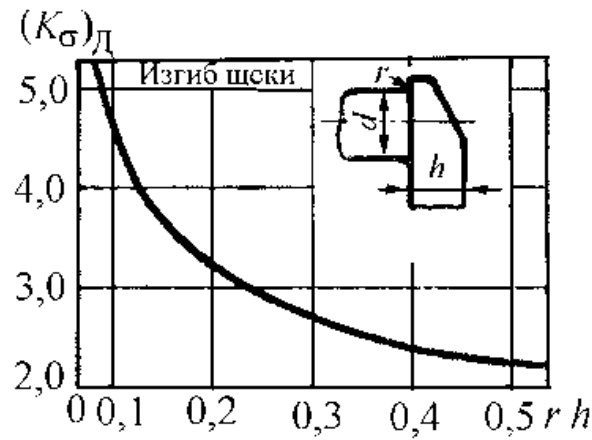


Рис. П1. Значение $(K_{\sigma})_{Д} = K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ при изгибе щеки коленчатого вала при $d = 40 \dots 70$ мм.

Модель для расчета:

$$(K_{\sigma})_{Д} = 1,6878 \cdot [(r/h) - 0,05338]^{-0,3333} \text{ или } (K_{\sigma})_{Д} = \frac{1}{0,5488 + 0,1459 \cdot \ln(r/h)}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

для коленчатых валов при кручении шейки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

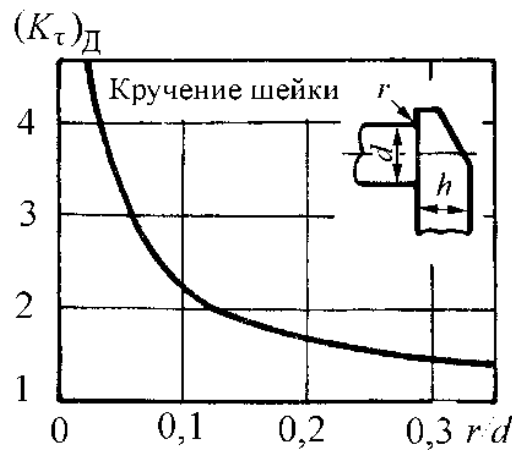


Рис. П2. Значение $(K_{\tau})_{Д} = K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ при кручении шейки коленчатого вала при $d = 40 \dots 70$ мм.

Модель для расчета:

$$(K_{\tau})_{Д} = 0,4599 \cdot 3,1207^{(r/d)} (r/d)^{-0,6487} \text{ или } (K_{\tau})_{Д} = \frac{1}{-0,6789 + 1,7717 \cdot (r/d)^{0,2001}}$$

Указания к приложениям 6 – 15

1. В тех случаях, когда известен эффективный коэффициент концентрации при изгибе K_σ и нет данных о K_τ при кручении, последний можно определить по формуле $K_\tau = 1 + 0,6(K_\sigma - 1)$.

2. Графики эффективных коэффициентов концентрации для валов с поперечным отверстием (см. прил. 4, рис. П1–П3) и со шпоночным пазом (см. прил. 12, рис. П1 и П2) построены на основе вычислений пределов выносливости по нетто-сечению. При использовании этих данных номинальные напряжения следует вычислять по формулам

$$\sigma_H = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \tau_H = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{p\text{нетто}}}.$$

В таблице приведены приближенные формулы для $W_{\text{нетто}}$ и $W_{p\text{нетто}}$, обеспечивающие достаточную для практических расчетов прочность. Заметим, что точность вычисления увеличивается при уменьшении отношений a/d и b/d .

3. Коэффициенты влияния абсолютных размеров при кручении для стали (см. рис. 35 основного текста) принимаются одинаковыми для деталей с концентраторами напряжений и без них.

4. При построении графиков, приведенных в приложениях, использовались средние значения эффективных коэффициентов концентрации; предельные значения могут быть в некоторых случаях на 10...20 % выше указанных.

Значение K_τ для валов с выточкой (прил. 6, рис. П1 – П3) несколько занижены.

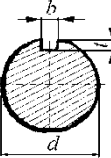
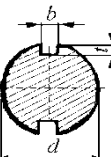
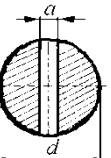
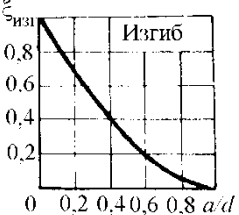
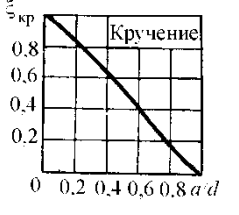
5. При наличии детали, напрессованной на вал, различают два предела выносливости:

- предел выносливости, соответствующий разрушающим напряжениям в детали;
- предел выносливости, соответствующий началу образования трещин.

Коэффициенты K_σ , представленные на рис. П1, прил. 8 относятся к разрушающим напряжениям в детали и определены на базе

(10...20)·10⁹ циклов. Значения K_σ , соответствующие началу образования трещин в детали, будут выше и в отдельных случаях могут превосходить значения K_σ (см. рис. П1, прил. 8) в 1,5...2 раза.

Коэффициенты, определенные тем или другим способом, следует использовать в зависимости от особенностей конструкции машины и условий ее работы.

Форма сечения	Изгиб	Кручение
	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{r\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$W_{\text{нетто}} = \xi_{\text{изг}} \cdot W_{\text{брутто}} =$ $= \xi_{\text{изг}} \cdot \frac{\pi d^3}{32}.$ 	$W_{r\text{нетто}} = \xi_{\text{кр}} \cdot W_{r\text{брутто}} =$ $= \xi_{\text{кр}} \cdot \frac{\pi d^3}{16}.$ 

6. Данные, представленные в приложениях, соответствуют полированным или тщательно шлифованным образцам и деталям, не подвергавшимся какой-либо специальной обработке по упрочнению поверхности (поверхностная закалка, азотирование, цементация, обдувка дробью, обкатка роликом и др.). Кроме того, приведенные данные соответствуют условиям работы на воздухе (т.е. при отсутствии коррозионного воздействия на металл) при нормальной температуре и симметричном цикле изменения напряжений.

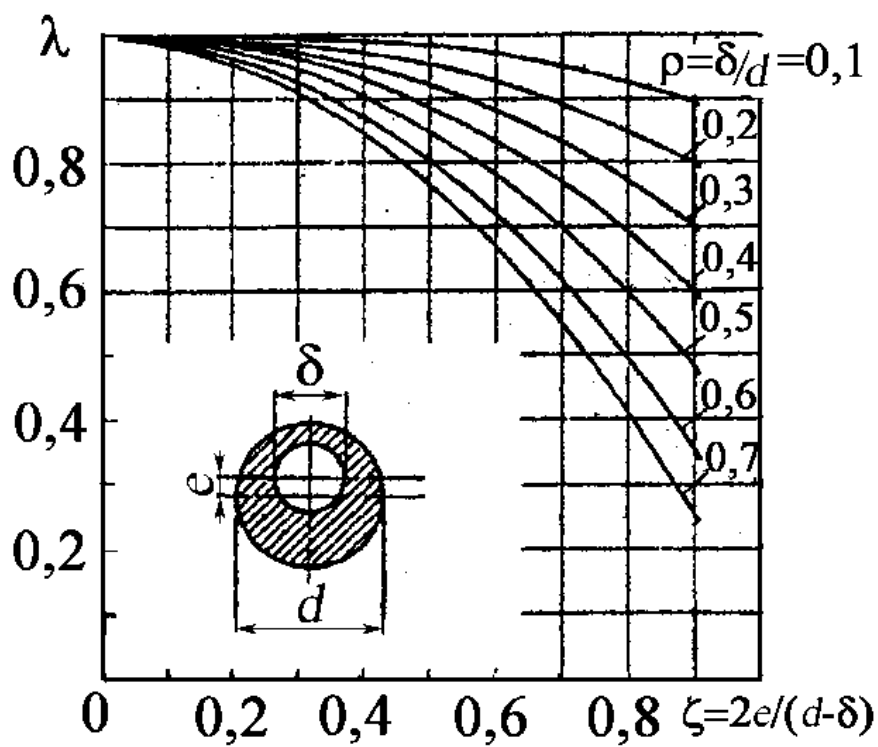


График для определения коэффициента $\lambda=f(\zeta)$, учитывающего эксцентриситет отверстия в валу

Учебное издание

ГОЦ Александр Николаевич

КОНСТРУИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Подписано в печать 10.06.21.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 10. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.