

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО**

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

**Часть 3. Основы конструирования и расчета
основных деталей и систем поршневого двигателя**

**ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Часть 3. Основы конструирования и расчета основных деталей и систем поршневого двигателя

Методические указания к курсовому проекту
по дисциплине «Силовые агрегаты»
Направление 190600.62 – Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов

ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД
2014

УДК 629. 113. 004(075.8)

A18

Печатается по решению

РИС НовГУ

Рецензенты:

доктор техн. наук, профессор **Н.М. Андрианов,**

канд. техн. наук, доцент **Я.П. Энсон**

Силовые агрегаты: Ч. 3. Основы конструирования и расчета основных деталей и систем поршневого двигателя: Учебное пособие к курсов. проекту. / Авт.- сост.: А. В. Капустин, Н.Н. Заводов; НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород, 2014. – с. 39.

Настоящие методические указания являются третьей частью указаний по проектированию поршневых двигателей внутреннего сгорания и включают методики расчета основных деталей двигателя и систем ПДВС.

Учебное пособие предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Силовые агрегаты», и отвечает требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования (ГОС ВПО) по направлению подготовки дипломированного специалиста 190600.62 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 629. 113. 004(075.8)

© Новгородский государственный
университет, 2014

© А.В.Капустин, Н.Н.Заводов,
составление, 2014

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания являются заключительной частью методических указаний по курсовому проектированию автомобильных (тракторных) двигателей и включают в себя методики прочностных расчетов наиболее ответственных деталей кривошипно-шатунного механизма и расчеты систем двигателя.

Детали поршневых двигателей работают в условиях переменных нагрузок, причем многие из них работают в условиях, близких к наиболее опасным переменным нагрузкам, характеризуемым симметричными знакопеременными циклами. Для таких условий работы детали рассчитывают на усталостную прочность. В курсе сопротивления материалов основное внимание уделяют методам расчета на статическую прочность, и студенты имеют слабое представление о расчетах на усталостную прочность. Поэтому в первом разделе методических указаний даны основные теоретические положения расчетов на усталостную прочность.

В курсовом проекте следует хотя бы один расчет выполнить на усталостную прочность. Остальные прочностные расчеты деталей можно выполнить по методике расчета статической прочности. При этом обязательно следует сравнивать расчетные напряжения в опасных сечениях с допускаемыми напряжениями. При выборе допускаемых напряжений обязательно следует дать ссылку на литературу. Если вместо допускаемых напряжений даны допускаемые запасы статической прочности то, при необходимости, допускаемые напряжения следует определить путем деления предела текучести (для сталей) или предела прочности (для чугунов) на выбранный допускаемый запас прочности.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Эксплуатационные требования к проектированию двигателя

Для создания высокопроизводительной, экономичной в эксплуатации и экологически чистой транспортной, дорожно-строительной и сельскохозяйственной техники автотракторные двигатели должны обеспечивать:

- высокую надежность в разнообразных эксплуатационных условиях;
- необходимые энергетические и экономические характеристики на всех режимах работы;
- нормативные экологические параметры двигателя;
- хорошие пусковые качества;
- легкость управления и автоматизацию работы;
- простоту технического обслуживания и ремонта;
- минимум эксплуатационных затрат.

Одной из основных эксплуатационных характеристик двигателя является его надежность, поскольку с ее уровнем напрямую связаны затраты на поддержание работоспособности и расходы, вызванные простоем машины из-за отказов энергетической установки.

1.2. Выбор типа и основных конструктивных параметров двигателя

На выбор *типа двигателя* решающее влияние оказывают назначение и условия эксплуатации двигателя, а также заданные уровни его экономических (эксплуатационный расход топлива) и экологических (эмиссия токсических компонентов и уровни шума и вибраций) показателей. При этом исходят из того, что дизели по сравнению с ДсИЗ обеспечивают существенно более низкие (до 40%) эксплуатационные расходы топлива, имеют меньший исходный уровень выхода токсических компонентов, менее критичны к номенклатуре используемых топлив. Их основные недостатки: большие удельная масса и габаритный объем, а также высокие уровни шума – в значительной мере нивелируются возможностью использования наддува в широком спектре эксплуатационных режимов. К достоинствам ДсИЗ следует отнести почти вдвое меньшую удельную массу и габаритный объем (по сравнению с безнаддувным дизелем). В связи с отмеченным дизели в настоящее время являются основным типом энергетической установки для грузовых автомобилей, автобусов, тракторов и дорожно-строительных машин.

Двигатели с искровым зажиганием устанавливают преимущественно на легковых автомобилях, у которых достоинства связаны с их хорошими массогабаритными показателями. Вместе с тем следует отметить расширение применения дизелей и на легковых автомобилях, особенно на такси.

Требуемое сочетание заданных параметров возможно получить, варьируя значения рабочего объема двигателя iV_h номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя n_n , среднего эффективного давления p_e с учетом технических возможностей и экономической целесообразности их реализации.

Номинальная мощность двигателя при прочих равных условиях пропорциональна его рабочему объему. Однако с увеличением iV_h существенно возрастают габариты и масса конструкции, повышается расход топлива. В связи с этим за последние десятилетия определилась тенденция повышения энергетических показателей и снижения металлоемкости конструкции двигателя путем форсирования его по n_n и p_e .

Увеличение номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя приводит к пропорциональному росту номинальной мощности, но при этом соответственно увеличиваются инерционные нагрузки на элементы двигателя ($\sim n_n^2$), ухудшаются экономические показатели двигателя и сокращается ресурс за счет роста скорости поршня ($c_n \sim n_n$), а также возрастают выбросы токсических компонентов и шумность работы. Пределы форсирования по частоте вращения дизелей ограничиваются возможностями организации эффективного протекания процессов смесеобразования и сгорания, а также допустимым уровнем инерционных нагрузок на его элементы. Вследствие этого практически для всех типов двигателей различных транспортных средств установились рациональные уровни предельных значений n_n .

Форсирование двигателя по p_e достигается главным образом применением наддува. Этот способ позволяет получить заданную N_{en} при относительно невысоких n_n . Практическая возможность его использования в ДсИЗ ограничивается ухудшением при этом экономических и экологических характеристик двигателя и применяется в основном кратковременно на форсированных режимах его работы. Широкое использование наддува в дизелях объясняется благоприятным его влиянием на характер протекания процессов смесеобразования и сгорания и, как следствие этого, улучшением экономико-энергетических и экологических характеристик двигателя. Увеличение p_e при наддуве практически пропорционально степени повышения давления π_k , значение которой ограничивается в основном допустимым уровнем тепловой и

механической нагруженности элементов двигателя и трудностями обеспечения заданного его ресурса.

Количество цилиндров двигателя определяется рабочим объемом двигателя и рациональными геометрическими параметрами цилиндра S и D . При выборе диаметра цилиндра учитывается его влияние на протекание рабочего процесса, механическую нагруженность и тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы.

Основная масса автотракторных дизелей, выпускаемых промышленностью, имеет диаметр цилиндра, находящийся в диапазоне 100... 140 мм. При меньших диаметрах цилиндра ухудшаются условия смесеобразования и сгорания из-за снижения интенсивности движения воздушного заряда, а при больших возрастают тепловые и механические нагрузки на головку цилиндра и поршень.

В ДсИЗ максимальное значение диаметра цилиндра ограничивается детонацией, вероятность возникновения которой повышается с увеличением диаметра цилиндров. Ввиду этого диаметр цилиндра ДсИЗ не превышает, как правило, 105 мм.

При выбранном диаметре цилиндра D ход поршня S определяется коэффициентом короткоходности $k=S/D$.

С увеличением количества цилиндров улучшается равномерность хода двигателя, облегчается пуск, уменьшается масса маховика. Вместе с тем увеличение количества цилиндров приводит к усложнению конструкции и росту затрат на обслуживание в эксплуатации двигателя.

При отмеченных выше диаметрах цилиндров на средних, большегрузных автомобилях и автобусах устанавливают преимущественно шести- и восьмицилиндровые двигатели. Для легковых автомобилей в большинстве случаев применяют четырехцилиндровые двигатели.

При определенном числе цилиндров решающее влияние на габариты, геометрический объем и уравновешенность двигателя оказывает способ их компоновки. Для автомобильных и тракторных двигателей преимущественное распространение получили компоновочные схемы с расположением цилиндров в один (линейные двигатели) или два (V-образные ДВС) ряда с различным углом u между осями цилиндров левого и правого рядов.

Среди четырех- и шестицилиндровых двигателей преобладают модели с однорядным расположением цилиндров. Двигатели, выполненные по подобной схеме, хорошо komponуются как на автомобилях с кабиной за двигателем, так и на автомобилях с кабиной над двигателем. Они имеют достаточно простую конструкцию блок-картеров и удобны для обслуживания в процессе эксплуатации.

Значительно реже применяют шестицилиндровые двигатели с V-образным расположением цилиндров. Одним из препятствий к применению таких двигателей является неравномерность чередования

рабочих ходов при наиболее распространенном угле развала цилиндров 90° . Исключение составляют рассматриваемые двигатели со смещенными шатунными шейками коленчатого вала для каждой пары шатунов смежных цилиндров. При этом достигается равномерное чередование рабочих процессов отдельных цилиндров, но усложняется конструкция коленчатого вала.

В двигателях с количеством цилиндров восемь и более применяют исключительно V-образное расположение цилиндров.

Достоинством V-образных двигателей по сравнению с линейными (однорядными) той же мощности является уменьшение удельной массы двигателя, его габаритных размеров (длины и высоты) и, как следствие, повышение жесткости блок-картера и коленчатого вала.

При конструировании V-образных двигателей особое внимание уделяют выбору угла развала цилиндров γ , от значения которого зависят уравновешенность двигателя, равномерность его хода и габаритные размеры.

Одним из важных аспектов при проектировании двигателя является выбор его системы охлаждения, которая в значительной мере определяет его конструкцию и эксплуатационные свойства.

Несмотря на простоту и более высокую надежность в эксплуатации, системы воздушного охлаждения находят ограниченное применение главным образом на транспортных двигателях малой мощности из-за главного своего недостатка: невозможности эффективного обеспечения теплоотвода от головок цилиндров и поршней двигателей при их форсировании наддувом.

Поэтому с учетом сложившейся в мировой практике тенденции повышения удельных мощностных и экономических показателей двигателей за счет форсирования рабочего процесса преимущественное распространение получила система жидкостного охлаждения, которая обеспечивает стабильное тепловое состояние двигателя в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов его эксплуатации.

1.3. Расчетные режимы и нагрузки

При расчетах деталей двигателя на прочность основными нагрузками являются силы давления газов P_r и инерционные силы P_j . Эти силы на большинстве эксплуатационных режимов работы двигателя взаимно уравновешивают друг друга, поскольку они достигают максимальных значений практически одновременно при положении поршня в ВМТ в начале хода расширения и при этом противоположно направлены.

За расчетные режимы выбирают наиболее тяжелые из эксплуатационных, а именно такие режимы, при которых одной из действующих сил можно пренебречь. К ним можно отнести:

- режим пуска (когда происходит первая вспышка);
- режим максимального крутящего момента $M_{x\max}$ при частоте вращения n_M ;
- режим максимальной частоты вращения при холостом ходе $n_{x.x\max}$.
- режим номинальной мощности $N_{\text{НОМ}}$ при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{НОМ}}$.

Первые два из указанных режимов характеризуются максимальным значением силы давления газов ($P_{\text{гmax}}$), нагружающей детали двигателя. При расчетах на этих режимах действием сил инерции пренебрегают.

На третьем расчетном режиме силы инерции достигают наибольших значений, а давление газов незначительно. Для дизелей максимальная частота вращения холостого хода $n_{x.x\max}=(1,05\dots1,07) n_{\text{НОМ}}$ и определяется работой регулятора. Для двигателей с искровым зажиганием без ограничителя частота вращения принимается $n_{x.x\max}=(1,4\dots1,6) n_{\text{НОМ}}$, а с ограничителем частота вращения $n_{x.x\max} = (1,1\dots1,15) n_{\text{НОМ}}$.

Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей по дефектам, проявляющимся на длительном периоде эксплуатации (усталостные поломки, износ и т. д.), производится на наиболее характерном эксплуатационном режиме работы. В качестве такового для автотракторных двигателей принимается режим номинальной мощности $N_{\text{НОМ}}$ при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{НОМ}}$.

1.4. Расчет деталей двигателя на прочность с учетом переменных нагрузок

Многие детали двигателя (коленчатый вал, шатун, поршневой палец и др.), работающие в условиях циклически изменяющихся нагрузок, разрушаются при максимальных напряжениях, намного меньших предельно допустимых при их статическом нагружении. Причиной этих разрушений является усталость материала.

Усталость материала – это явление разрушения детали при воздействии на нее большого числа повторно-переменных нагружений. Особенности усталостных разрушений являются:

- внезапность проявления, минующая стадию пластических деформаций;
- поломки происходят в местах концентрации напряжений;
- предельно допустимые напряжения зависят от характера циклов напряжений.

Циклом напряжений называют совокупность всех значений переменных напряжений за один период процесса их изменения (рис. 1.1).

Общим случаем цикла напряжений является асимметричный цикл. Каждый из их совокупности характеризуется максимальным σ_{\max} , минимальным σ_{\min} и средним $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ напряжениями цикла, а также амплитудой $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ и коэффициентом асимметрии цикла $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$. Экстремальные напряжения цикла σ_{\max} и σ_{\min} соответственно равны: $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$; $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$. Наиболее характерными частными случаями асимметричного цикла являются цикл *симметричный* ($\sigma_m=0$, $\sigma_a = \sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$, $r = -1$) и цикл *статического нагружения* ($\sigma_a=0$, $\sigma_m = \sigma_{\min} = \sigma_{\max}$, $r = 1$).

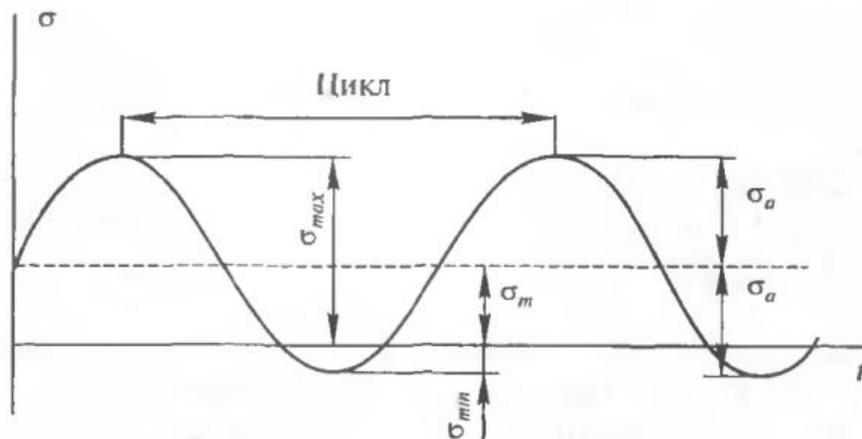


Рис.1.1. Цикл напряжений

При расчете на прочность под действием циклически изменяющихся во времени нагрузок за предельно допустимое принимается напряжение, называемое *пределом выносливости* – σ_r . Предел выносливости σ_r определяется как максимальное напряжение в циклах с одинаковым коэффициентом асимметрии – r , которое может выдержать металл без разрушения при заданном числе (обычно 10^7) циклов нагружения.

Наиболее опасным для усталостных разрушений является симметричный цикл. Этот цикл по сравнению с другими циклами имеет наибольшую амплитуду при одинаковых значениях σ_{\max} .

Влияние коэффициента асимметрии r на предел выносливости может быть установлено по диаграммам предельных амплитуд (рис. 1.2), полученных по результатам экспериментальных испытаний цилиндрических образцов. Эта диаграмма строится в координатах $\sigma_a - \sigma_m$ и характеризует зависимость предельных амплитуд цикла от значения коэффициента асимметрии.

На диаграмме предельных амплитуд точка A соответствует пределу выносливости при симметричном цикле σ_{-1} , точка D – пределу текучести σ_T , а точка V – пределу прочности при постоянной нагрузке – σ_B . Луч, проведенный из начала координат через точку N с координатами σ_a и σ_m является геометрическим местом точек, соответствующих всей возможной совокупности циклов с одинаковым коэффициентом асимметрии r , так как $\operatorname{tg} \gamma = \sigma_a / \sigma_m = (1-r)/(1+r)$.

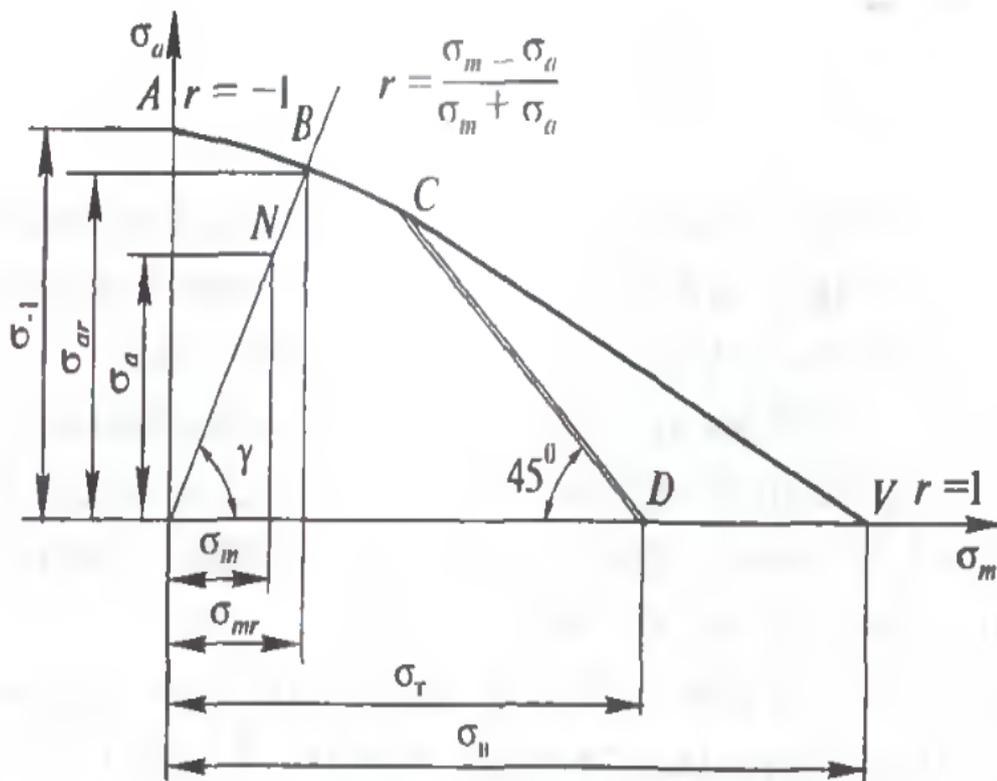


Рис.1.2. Диаграмма предельных амплитуд

Сумма координат этой точки равна максимальному рабочему напряжению цикла σ_{\max} .

Предельная амплитуда для цикла с заданным коэффициентом асимметрии находится на пересечении продолжения луча ON с кривой диаграммы (точка B), а предел выносливости σ_r – как сумма координат этой точки: $\sigma_r = \sigma_{ar} + \sigma_{mr}$.

Для деталей из пластичных материалов опасен не только факт разрушения, но и возникновение остаточных деформаций, т. е. проявление текучести. Поэтому из области, ограниченной линией AV , все точки которой соответствуют циклам, безопасным в отношении усталостных разрушений, выделяют зону, соответствующую циклам с максимальными

напряжениями, меньшими предела текучести. Для этого из точки D проводят прямую под углом 45° к абсциссе до пересечения с линией AV в точке C . Точки, лежащие выше линии CD , будут соответствовать циклам с максимальными напряжениями, превышающими предел текучести ($\sigma_{\max} > \sigma_T$). Таким образом, циклы, безопасные в отношении усталостного разрушения и возникновения текучести, расположены в области $OACDO$. В принципе участок диаграммы AC криволинейный. Но для практических расчетов возможно схематизировать диаграмму предельных амплитуд (рис. 3.3). Для этого кривая AC заменяется прямой, проходящей через точку A до пересечения с линией CD . Луч OC делит диаграмму на два участка: слева находятся нее циклы, для которых прочность лимитируется пределом выносливости σ_r (участок I), справа – пределом текучести σ_T (участок II). Положение разделительного луча определяется углом γ_T , $\text{tg}\gamma_T = (\sigma_{-1} - \text{tg}\varphi \cdot \sigma_T) / (\sigma_T - \sigma_{-1})$.

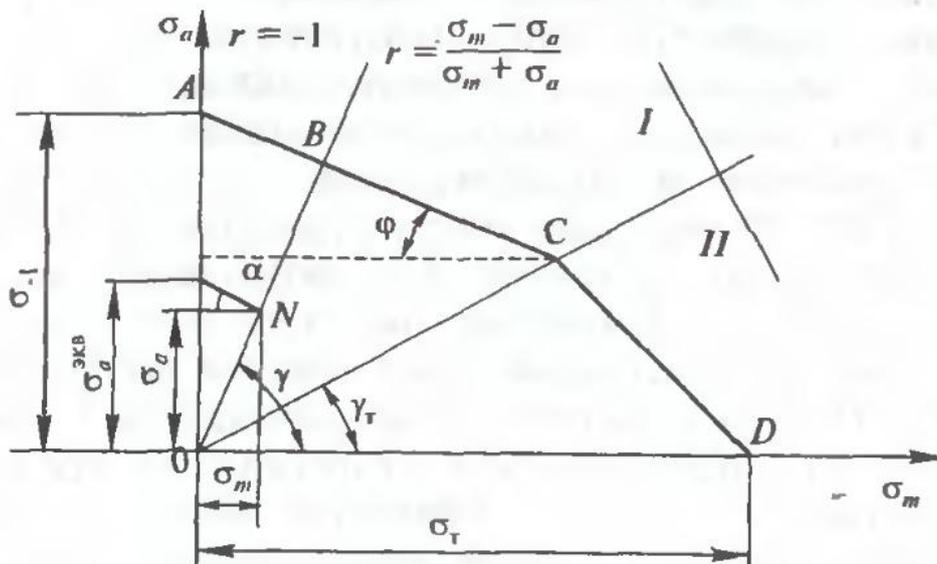


Рис.1.3. Схематизированная диаграмма предельных амплитуд

Для произвольного асимметричного цикла, имеющего $\text{tg}\gamma = \sigma_a / \sigma_m$, если $\text{tg}\gamma > \text{tg}\gamma_T$ прочность лимитируется пределом выносливости, в противном случае – пределом текучести.

Рассуждения о построении диаграммы, проведенные для циклов нормальных напряжений, применимы для циклов касательных напряжений (при кручении); при этом в приведенных формулах изменяются обозначения (τ_a вместо σ_a и т. п.).

Напряженное состояние деталей двигателя при переменных нагрузках для циклов, принадлежащих участку I , принято оценивать

запасом прочности n_σ , по пределу выносливости, под которым понимают отношение предельно допустимого напряжения $\sigma_r(\tau_r)$ к максимальному действующему $\sigma_{\max}(\tau_{\max})$: $n_\sigma = \sigma_r / \sigma_{\max}$, $n_\tau = \tau_r / \tau_{\max}$, а принадлежащих участку II – запасом прочности n_T по пределу текучести, который представляет отношение предела текучести $\sigma_T(\tau_T)$ к максимальному действующему напряжению $\sigma_{\max}(\tau_{\max})$:

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\max}, \quad n_{T\tau} = \tau_T / \tau_{\max}.$$

Наиболее просто запас прочности (n_σ или n_τ) для циклов изменения напряжений, находящихся в I зоне диаграммы, определяется в случае симметричного цикла, так как пределы выносливости материала $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ при таких циклах обычно известны: $n_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_a$, $n_\tau = \tau_{-1} / \tau_a$.

Для расчета запасов прочности по пределу выносливости n_σ асимметричных циклов обычно пользуются процедурой приведения асимметричного цикла к эквивалентному симметричному. Произвольный асимметричный цикл с коэффициентом асимметрии r считают эквивалентным симметричному с амплитудой (см. рис. 1.3) $\sigma_a^{\text{ЭКВ}} = \sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m$, где $\alpha_\sigma = \text{tg} \varphi$ – коэффициент приведения заданного асимметричного цикла к эквивалентному симметричному. Коэффициент α_σ зависит только от свойств материала. Тогда запас прочности для асимметричного цикла будет равен

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m). \quad (1.1)$$

Аналогично, для касательных напряжений:

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a + \alpha_\tau \tau_m). \quad (1.2)$$

Из диаграмм предельных напряжений получено выражение для запаса прочности без учета концентрации напряжений, вызываемых наличием в деталях резких изменений ее формы, абсолютных размеров и качества обработки поверхности. Влияние на запас прочности вышеперечисленных факторов для конкретной детали учитывается эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_σ (K_τ), масштабным фактором ε_σ' (ε_τ') и технологическим фактором ε_σ'' (ε_τ'').

Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ (K_τ) представляет собой отношение предела выносливости образца при нагружении его симметричным циклом в случае отсутствия в нем концентрации напряжений к пределу выносливости образца тех же размеров, но при наличии в нем концентрации напряжений.

Масштабный фактор ε_{σ}' (ε_{τ}') равен отношению пределов выносливости при тех же условиях нагружения натурной детали и гладких образцов диаметром 7... 10 мм, изготовленных из того же металла, что и деталь.

Технологический фактор ε_{σ}'' (ε_{τ}'') представляет собой отношение предела выносливости образца с поверхностной обработкой, аналогичной обработке детали, к пределу выносливости полированного стандартного образца.

С учетом влияния концентрации напряжений, размера и качества обработки поверхности детали выражение запаса прочности при расчете по пределу выносливости для нормальных напряжений имеет вид

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / ((K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}' \varepsilon_{\sigma}'') \sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m), \quad (1.3)$$

для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / ((K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}' \varepsilon_{\tau}'') \tau_a + \alpha_{\tau} \tau_m). \quad (1.4)$$

При сложном напряженном состоянии (при совместном действии переменных касательных и нормальных напряжений) напряженно-деформированное состояние детали оценивается суммарным запасом прочности

$$n_{\Sigma} = \frac{1}{\sqrt{\dots}}. \quad (1.5)$$

Механические свойства некоторых конструкционных материалов и значения K_{σ} , K_{τ} , ε_{σ}' , ε_{τ}' , ε_{σ}'' , ε_{τ}'' , α_{σ} , α_{τ} приведены в Приложении.

2. КОРПУС ДВИГАТЕЛЯ

Корпус двигателя состоит из блока цилиндров, картера, головки блока, гильз, шпилек или болтов, стягивающих головку с блоком, и др. У большинства автотракторных двигателей блок цилиндров выполнен заодно с верхней частью картера и называется блок-картером. Различают следующие силовые схемы блок-картера двигателей:

1) с несущим блоком цилиндров (рис. 2.1, а), когда силы давления газов нагружают элементы блока цилиндров. Разновидностью данной силовой схемы при мокрых гильзах является схема «с несущей рубашкой» (рис. 2.1, б). В этом случае газовые силы нагружают (растягивают) только стенки водяной рубашки.

2) с несущими силовыми шпильками (рис. 4.1, в). Блок-картеры, выполненные по данной схеме, в силу их меньшей нагруженности могут отливаться из алюминиевого сплава.

Расчеты блок-картера и головки блока представляет большие трудности и здесь не рассматриваются.

В проекте выполняют расчеты на прочность гильзы цилиндров и шпильки (болта) головки блока.

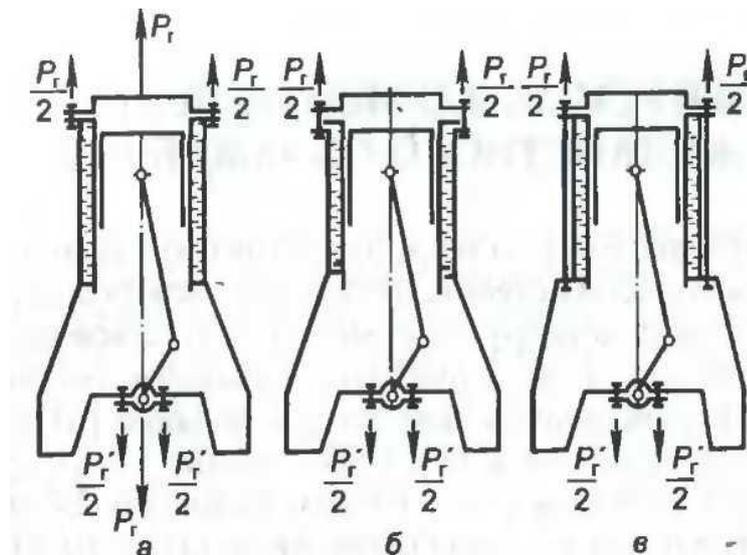


Рис. 2.1. Силовые схемы ДВС с жидкостным охлаждением:

a – с несущим блоком цилиндров; *б* – с несущей рубашкой; *в* – с несущими силовыми шпильками.

Толщину стенки гильзы (δ_r) принимают по прототипу проектируемого двигателя и проверяют на прочность по формуле, которая применяется для расчета цилиндрических сосудов, работающих под давлением

$$\delta_r = 0,5D \quad (2.1)$$

где D – диаметр цилиндра, мм;

- расчетная толщина стенки гильзы, мм;
- давление в цилиндре в конце сгорания, МПа;
- допустимое напряжение на растяжение, для стальных гильз , для чугунных гильз .

Шпильки головки блока цилиндров работают на растяжение. Сила растяжения меняется в течение цикла от минимума до максимума. Минимальное значение равно силе предварительной затяжки шпильки, а

максимальное равно сумме сил предварительной затяжки и силы от давления в конце сгорания, приходящегося на одну шпильку, с учетом уменьшения этой силы из-за податливости (деформация материала от нагрузок) стягиваемых деталей. Приблизненно расчет шпильки можно выполнить на растяжение исходя из статической прочности по известной формуле

(2.2)

где P_{max} – максимальная сила растяжения шпильки;

F_{min} – площадь минимального (опасного) сечения шпильки.

$\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение материала шпильки на растяжение.

Шпильки изготавливают из легированных сталей, например, 18ХНМА, 20ХНВА, 40ХНМА и др.

Допускаемое напряжение можно определить по формуле

(2.3)

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала шпильки;

K – коэффициент запаса прочности шпильки на растяжение, должен быть не менее 2.

Максимальная сила растяжения шпильки определяется

$$P_{\text{max}} = K \sigma_{\text{т}} F_{\text{min}} \quad (2.4)$$

где $P_{\text{пред}}$ – сила предварительной затяжки шпильки;

$P_{\text{терм}}$ – термическая сила, создаваемая деформациями элементов газового стыка при нагреве их до рабочей температуры;

$K_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной нагрузки резьбового соединения, для ДВС с короткими (жесткими) шпильками $=0,06 - 0,07$ (до 0,15), для ДВС с удлиненными (податливыми) шпильками $=0,03 - 0,04$;

$P_{\text{газ}}$ – максимальная сила давления газов действительного цикла на расчетном режиме, приходящаяся на одну шпильку, МН;

n – число шпилек, приходящихся на один цилиндр,

$P_{\text{газ}}$ – максимальное давление газов действительного цикла на расчетном режиме, Мпа;

$D_{\text{пр}}$ – диаметр отверстия в прокладке головки блока. Для ДВС с верхним расположением клапанов $D_{\text{пр}}=(1,05 \dots 1,14)D$, для ДВС с нижним расположением клапанов $D_{\text{пр}}=(1,3 \dots 1,48)D$; D – диаметр цилиндра.

Сила предварительной затяжки шпильки определяется по формуле

где γ – коэффициент запаса затяжки шпильки, меньшие значения для ДСИЗ, большие – для дизелей с наддувом.

В проекте при выполнении расчетов термической силой можно пренебречь.

3. ПРОШНЕВАЯ ГРУППА

Поршневая группа включает в себя поршень, поршневые кольца, поршневой палец с деталями, ограничивающими его осевое перемещение. Расчеты следует выполнить для элементов поршня, поршневого компрессионного кольца, и рассчитать усталостную прочность на изгиб поршневого пальца.

3.1. Расчет поршня

Размеры элементов поршня можно принять по двигателю – прототипу проектируемому двигателю, или по конструктивным соотношениям, приведенным в [2].

Выполняются следующие расчеты элементов поршня:

- 1) юбка поршня – на износостойкость;
- 2) днище поршня – на изгиб;
- 3) головка поршня в сечении по центру канавки под маслоъемное кольцо, ослабленном отверстиями для отвода масла – на сжатие.

Юбку поршня рассчитывают на износостойкость по удельному давлению ($q_{ю}$, МПа) в сопряжении юбка-цилиндр. Расчет выполняют на режиме номинальной мощности по формуле

$$q_{ю} = N_{max} / (h_{ю}D), \quad (3.1)$$

где N_{max} – максимальное значение нормальной силы на расчетном режиме, МН;

$h_{ю}$ – высота юбки поршня, м; для ДСИЗ $h_{ю} = (0,6-0,8)D$, для дизелей $h_{ю} = (0,6-1,1)D$

D – диаметр поршня (цилиндра), м.

Для поршней ДСИЗ допускаемое давление $q_{ю} = 0,5...0,8$ МПа, для поршней дизелей $q_{ю} = 0,7...1,2$ МПа.

Расчет днища поршня на изгиб выполняется по известной из сопромата формуле

$$\sigma_u = \frac{M_{u3}}{W_{u3}} \leq [\sigma_u] \quad (3.2)$$

где M_{u3} – наибольший момент изгиба днища поршня (МН·м),

W_{u3} – момент сопротивления сечения днища поршня изгиб, м³;

$[\sigma_u]$ – допустимое напряжение материала поршня на изгиб.

Изгибающий момент равен

$$M_{u3} = p_z r_i^3 / 3 \quad (3.3)$$

где p_z – максимальное давление действительного цикла на расчетном режиме, МПа;

$r_i = D/2 - (s + t + \Delta t)$ – внутренний радиус поршня, м;

s – толщина стенки головки поршня (м), равная для ДсИЗ $s = (0,05 - 0,10)D$, для дизелей $s = (0,05 - 0,10)D$;

t – радиальная толщина поршневого кольца (м), равная $t = (0,038 - 0,045)D$;

Δt – радиальный зазор кольца в канавке поршня, равный 0,0007..0,0011 м.

Момент сопротивления днища изгибу равен

$$W_{u3} = r_i \delta^2 / 3, \quad (3.4)$$

где δ – толщина днища поршня, м.

Толщина днища поршня равна: для ДсИЗ $\delta = (0,05 \dots 0,10)D$; для дизелей $\delta = (0,12 \dots 0,20)D$.

Значения допускаемых напряжений $[\sigma_{из3}]$, МПа:

– при отсутствии ребер жесткости:

для поршней из алюминиевых сплавов 20...25

для чугунных поршней 40...50

– при наличии ребер жесткости:

для поршней из алюминиевых сплавов 50...150

для чугунных поршней 80...200

Расчет поршня в опасном сечении по центру канавки под маслосъемное кольцо, ослабленном отверстиями для отвода масла, следует проверить для расчетного режима на сжатие по формуле

$$\sigma_{сж} = P_z / F_{оп} \leq [\sigma_{сж}], \quad (3.5)$$

где

$P_z = p_z F_n$, МН; p_z – максимальное действительное давление цикла (Мпа), F_n – площадь поршня (m^2);

$F_{оп}$ – площадь опасного сечения, m^2 .

$$F_{оп} = \pi(d_k^2 - d_i^2)/4 - (n'_m \cdot F'), \quad (3.6)$$

где

$d_k = D - 2(t + \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавки, м;

$d_i = 2r_i = D - 2(S + t + \Delta t)$ – внутренний диаметр поршня, м;

$F' = (d_k - d_i) \cdot d_m / 2$ – площадь продольного диаметрального сечения канала, m^2 ;

n'_m – число масляных отверстий, $n'_m = 6..12$.

Допускаемые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{сж}] = 30...40$ МПа, а чугунных – $[\sigma_{сж}] = 60...80$ МПа.

3.2. Расчет компрессионного кольца

Следует выполнить:

а) расчет среднего давления кольца на стенку, которое должно обеспечить, с одной стороны, достаточную герметичность надпоршневого пространства, а с другой стороны, не должно создавать большие потери мощности на трение в сопряжении кольцо-гильза;

б) расчет и построение эпюры давления кольца на стенку цилиндра по окружности.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра $p_{ср}$ (Мпа) определяется

$$p_{ср} = 0,152 \cdot E \frac{A_0 / t}{(D/t - 1)^3 (D/t)}, \quad (3.7)$$

где E – модуль упругости материала кольца (для серого чугуна $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа, для стали – $(2...2,3) \cdot 10^5$ МПа);

A_0 – разность между величинами зазоров замка в свободном и рабочем состоянии;

$A_0=(2,5-4)t$ – для ДСИЗ; $A_0=(3,2-4)t$ – для дизелей.

Среднее давление кольца должно быть в пределах: для компрессионных колец $p_{cp} = 0,11...0,37$ МПа; для маслосъемных $p_{cp} = 0,2...0,4$ МПа.

Для надежного уплотнения и хорошей приработки давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности (P , МПа) должно изменяться по эпюре (рис. 3.1), построенной по следующим данным

Угол ψ , (град.)	0	30	60	90	120	150	180
p/p_{cp}	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85

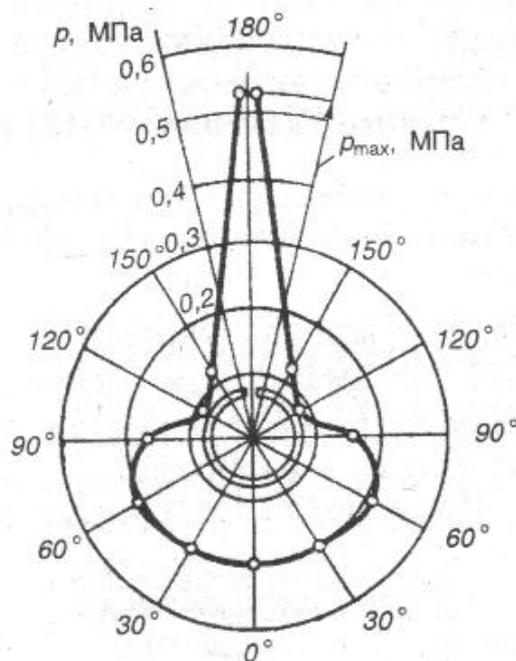


Рис.3.1 Эпюра давлений компрессионного кольца карбюраторного двигателя

3.3. Расчет поршневого пальца

Наружный ($d_{пн}$), внутренний ($d_{пв}$) диаметры и длину ($l_{п}$) пальца, определить (или принять по двигателю-прототипу) по следующим статистическим данным (линейные размеры – в м).

Для ДСИЗ:

$$d_{\text{пн}}/D = 0,20 - 0,28; \quad d_{\text{пв}}/d_{\text{пн}} = 0,65 - 0,75; \quad l_{\text{п}}/D = 0,85 - 0,90.$$

Для дизелей:

$$d_{\text{пн}}/D = 0,32 - 0,40; \quad d_{\text{пв}}/d_{\text{пн}} = 0,50 - 0,70; \quad l_{\text{п}}/D = 0,85 - 0,90.$$

Выполнить расчеты на износостойкость и на изгиб пальца.

Максимальные напряжения в пальцах ДсИЗ возникают на режимах максимального крутящего момента, а в дизелях – на режиме номинальной мощности. В курсовом проекте можно выполнить расчет для ДсИЗ на режиме номинальной мощности.

Износостойкость пальца оценивают по удельным давлениям между втулкой шатуна ($q_{\text{ш}}$), бобышками поршня ($q_{\text{б}}$) и опорной поверхностью пальца по формулам (МПа):

$$q_{\text{ш}} = P_{\Sigma \text{max}} / (d_{\text{пн}} a) \quad (3.8)$$

$$q_{\text{б}} = (P_z + P_{j_{\text{бп}}}) / (2d_{\text{пн}} l_{\text{б}}) \quad (3.9)$$

где

$P_{\Sigma \text{max}}$ – максимальное значение суммарной силы, МН. Выбрать по графикам динамического анализа;

a – длина головки шатуна (м), принять по прототипу или определить из соотношений:

для ДсИЗ – $a/D = 0,28 - 0,45$; для дизелей – $a/D = 0,28 - 0,32$

P_z – максимальная сила давления газов, МН;

$P_{j_{\text{бп}}}$ – сила инерции массы поршневой группы за вычетом массы поршневого пальца; $P_{j_{\text{бп}}} = -m_{\text{бп}} R \omega^2 (1 + \lambda)$, приближенно можно принять: $m_{\text{бп}} \approx 0,7m_{\text{п}}$ – для ДсИЗ, $m_{\text{бп}} \approx 0,65m_{\text{п}}$ – для дизелей.

$l_{\text{б}}$ – длина опорной поверхности пальца в бобышке поршня (м), $l_{\text{б}} = (l_{\text{п}} - b_{\text{б}}) / 2$;

$b_{\text{б}}$ – расстояние между торцами бобышек поршня (м), принять из соотношения

$$b_{\text{б}}/D = 0,25 - 0,45.$$

Удельные давления не должны превышать:

– для поршневых пальцев ДсИЗ – $q_{\text{ш}} = 35 \dots 40$ МПа; $q_{\text{б}} = 30 \dots 35$ МПа;

– для поршневых пальцев дизелей – $q_{\text{ш}} = 45 \dots 55$ МПа; $q_{\text{б}} = 40 \dots 45$

Мпа.

Расчет пальца на изгиб выполнить по формуле

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}}(l_{\text{п}} + 2b - 1.5l_{\text{ш}})}{1,2(1-\alpha^4)d_{\text{пн}}^3} \leq [\sigma_{\text{н}}] \quad (3.10)$$

где $\alpha = d_{\text{пв}}/d_{\text{пн}}$

Допускаемые напряжения на изгиб для пальцев автотракторных двигателей равны
 $[\sigma_{\text{н}}] = 120 \dots 160$ Мпа.

4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ШАТУНА НА ПРОЧНОСТЬ

Шатуны изготовляют из сталей:

- для ДсИЗ – 45, 45Г2, 40Г, 40Х, 40ХН, 40Р;
- для дизелей – 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 40Х2Н2МА, 40ХН3А, 40Х2МА.

Элементы шатунной группы работают в условиях переменных нагрузок, изменяющихся по величине в широких пределах в зависимости от режима работы двигателя. Действующие в элементах шатуна напряжения достигают высоких значений. При этом абсолютные значения максимальных напряжений могут приближаться к пределу выносливости. Элементы шатунной группы рассчитывают на усталостную прочность.

Ввиду сложности и громоздкости расчетов всех элементов шатуна в курсовом проекте можно ограничиться расчетом двух элементов: 1) расчет на растяжение верхней головки шатуна; 2) расчет на растяжение-сжатие с учетом продольного изгиба стержня шатуна.

Расчет на усталостную прочность на растяжение верхней головки шатуна.

Напряжения в расчетном сечении меняются по пульсирующему циклу.

Минимальное напряжение $\sigma_{\text{min}} = 0$.

Максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = P_{\text{jnmax}} / F_{\text{он}} \quad (4.1)$$

где модуль максимальной растягивающей силы равен

$$P_{\text{jnmax}} = m_{\text{n}} R \omega_{\text{ххmax}}^2 (1 + \lambda) \quad (4.2)$$

Здесь m_{n} – масса поршневого комплекта (принять из динамического расчета); R – радиус кривошипа; $\omega_{\text{ххmax}}$ – максимальная частота вращения

на режиме холостого хода (принять по прототипу или по данным раздела 1.); λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (m_n, R, λ выбрать из динамического расчета).

$F_{он}$ – площадь опасного сечения верхней головки шатуна равна

$$F_{он} = 2h_z l_{ш}, \quad (4.3)$$

где

h_z – минимальная радиальная толщина стенки верхней (поршневой) головки шатуна

$h_z = (0,16 \dots 0,27)d_n$ – для ДсИЗ и дизелей.

$l_{ш}$ – длина поршневой головки шатуна.

Для закрепленных пальцев $l_{ш} = (0,28 \dots 0,32)D$.

Для плавающих пальцев $l_{ш} = (0,33 \dots 0,45)D$.

Среднее напряжение и амплитуда пульсирующего цикла

$$\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{max}/2$$

Далее из Приложения выбрать значения $\sigma_{-1}, K_\sigma, \varepsilon_\sigma', \varepsilon_\sigma'', \alpha_\sigma$ и по формуле (1.3) определить запас прочности. Характерные величины запасов прочности поршневых головок шатунов лежат в пределах 2,5...5,0.

Расчет стержня шатуна на растяжение-сжатие с учетом продольного изгиба на усталостную прочность.

Расчет стержня шатуна выполнить на режиме номинальной мощности на усталостную прочность.

Напряженное состояние стержня шатуна оценивают по максимальным значениям действующих напряжений и запасу прочности от нагружающей его знакопеременной силы S (см. динамический расчет).

Максимальную силу сжатия шатуна (примерно при $\varphi=375^\circ$) $S_{сш}$ (МН) и минимальную (максимальное отрицательное значение силы) растягивающую силу (при $\varphi=0^\circ$) $S_{рш}$ (МН) принять из динамического расчета.

Минимальное напряжение растяжения шатуна для среднего сечения ($F_{ср}$)

$$\sigma_{min} = S_{рш}/F_{ср} \quad (4.4)$$

В сложившейся практике расчета стержня шатуна принято определять условное суммарное напряжение, одновременно учитывающее сжатие и продольный изгиб для среднего сечения стержня шатуна $F_{ср}$. Напряжения в

стержне шатуна при продольном изгибе в плоскости качания и в плоскости, перпендикулярной плоскости качания, примерно равны между собой и составляют 10... 15% от напряжения сжатия. На основании этого максимальное напряжение в стержне шатуна, учитывающее сжатие и продольный изгиб, определяют по формуле

$$\sigma_{max} = \frac{K_{ни} S_{с.ш}}{F_{ср}}, \quad (4.5)$$

где $K_{ни}=1,1...1,15$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба.

Среднее напряжение и амплитуда знакопеременного цикла определяются

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2; \quad \sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2.$$

Площадь среднего сечения стержня шатуна определяется

$$F_{ср} = h_{ш} b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) - (h_{ш} - 2t_{ш}), \quad (4.6)$$

где $h_{ш}$ – высота среднего сечения стержня шатуна;

$b_{ш}$ – ширина полки стержня шатуна;

$a_{ш}$ – толщина стержня шатуна;

$t_{ш}$ – толщина полки стержня шатуна.

Значения этих конструктивных размеров приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Размеры сечения шатуна	ДсИЗ	Дизели
$h_{ш}$	$(0,6 - 0,75)d_e$	$(0,6 - 0,75)d_e$
$b_{ш}$	$(0,5 - 0,6)l_{ш}$	$(0,55 - 0,75)l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	2,5 – 4,0 мм	4,0 – 7,5 мм

Из Приложения выбрать значения σ_{-1} , K_{σ} , ε_{σ}' , ε_{σ}'' , α_{σ} и по формуле (1.3) определить запас прочности. Характерные величины запасов прочности поршневых головок шатунов лежат в пределах 2,0...2,5.

Максимальные значения модуля (абсолютное значение) напряжений стержня шатуна не должны превышать для углеродистых сталей 160...250 Мпа, а для легированных сталей 200...350 Мпа.

5. КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

Коленчатый вал, воспринимая переменные по величине и направлению газовые и инерционные силы и их моменты, подвергается деформациям изгиба и кручения, а также деформациям от изгибных и крутильных колебаний, неизбежно имеющим место при работе двигателя. Все это может приводить к усталостным разрушениям элементов коленчатого вала.

По этим причинам коленчатый вал современного форсированного двигателя является одной из наиболее часто повреждаемых деталей.

В качестве материалов для изготовления коленчатых валов двигателей используют стали 45, 45Х, 40ХФА, 42ХМФА, 18Х2Н4ВА. Для коленчатых валов двигателей с искровым зажиганием достаточно широко используют серые и ковкие чугуны. Преимуществами чугунных валов являются меньшая стоимость, снижение припусков на механическую обработку и экономия стального проката. Однако в дизелях они в настоящее время не получили широкого распространения, так как предел выносливости чугуна существенно ниже, чем стали, и поэтому при ограниченных размерах элементов вала сложно обеспечить в дизеле требуемый запас прочности.

При конструировании вала широко используют статистические данные по относительным размерам элементов вала (си. рис. 5.1 и табл.5.1) для различных категорий двигателей. На рис. 5.2 в качестве примера показан стальной коленчатый вал четырехцилиндрового четырехтактного двигателя, а на рис. 5.3 – чугунный литой коленчатый вал. Как видно, в литом вале можно придать более рациональную форму внутренним полостям шеек и щек, обеспечивающих повышение усталостной прочности.

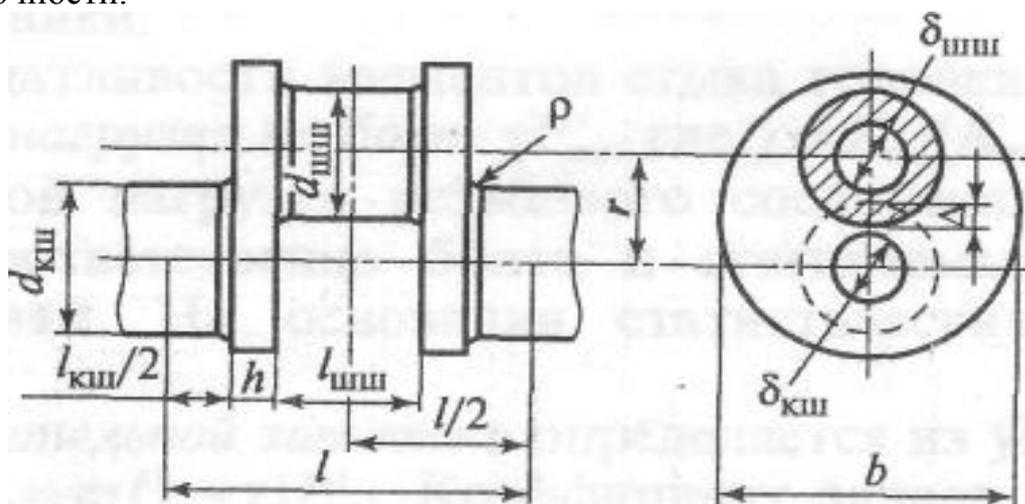


Рис. 5.1. Размеры элементов коленчатого вала

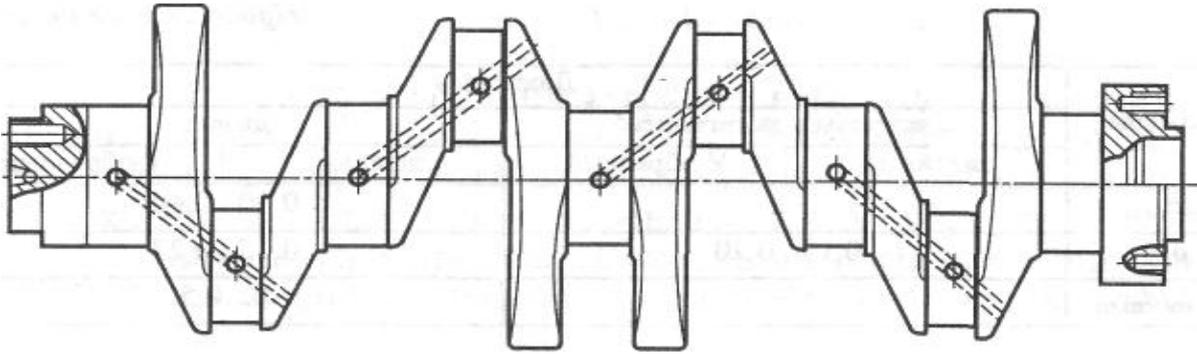


Рис. 5.2. Стальной коленчатый вал

Таблица 5.1

Размеры	Двигатель			
	с искровым зажиганием		дизель	
	линейный	V-образный	линейный	V-образный
$d_{к.ш}/D$	0,65...0,80	0,63...0,75	0,72... 0,90	0,70...0,75
$d_{ш.ш}/D$	0,60...0,70	0,57...0,66	0,64...0,75	0,65...0,72
$l_{к.ш}/d_{к.ш}^*$	0,5... 0,60	0,40...0,70	0,45...0,60	0,40...0,55
	0,74...0,84	0,70...0,88	0,70...0,85	0,65...0,86
$l_{ш.ш}/d_{ш.ш}$	0,45...0,65	0,80...1,00	0,50... 0,65	0,80...1,00
b/D	1,00...1,25		1,05...1,30	
h/D	0,20...0,22		0,24...0,27	
$\Delta/d_{ш.ш}$	—		0,30...0,40	
ρ/h	0,15...0,20		0,15...0,23	
$\delta_{ш.ш}/d_{ш.ш}$	—		0...0,5	

* Во второй строке приведены длины крайних коренных шеек.

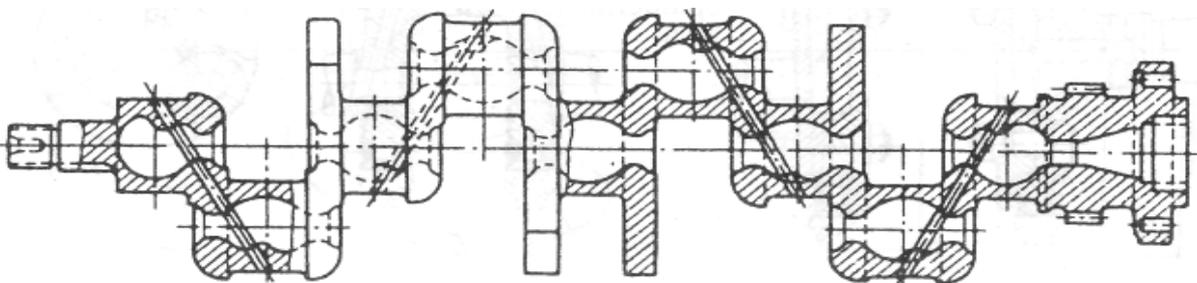


Рис. 5.3. Чугунный вал

Коленчатые валы современных двигателей в большинстве случаев выполняют полноопорными, т. е. с количеством коренных шеек, равным $i+1$, где i – количество кривошипов вала. Такая конструкция вала обеспечивает большую жесткость, а тем самым и более благоприятные условия работы блок-картера, коренных подшипников и самого коленчатого вала.

Расчет коленчатого вала на прочность

Коленчатый вал представляет собой многоопорную статически неопределимую конструкцию, имеющую сложную форму и нагруженную пространственной системой переменных сил.

В настоящее время при расчетах на прочность наиболее широкое распространение получила разрезная схема, в соответствии с которой из коленчатого вала по серединам коренных шеек вырезается кривошип, который рассматривается как двухопорная балка.

Исследованиями установлено, что при расчете вала на прочность с точки зрения практической полезности полученных результатов не имеет существенного значения, вести ли расчет вала по разрезной или по неразрезной схеме. Так, запас прочности коренных шеек получается практически одинаковым, а шатунных шеек при расчете вала как разрезного на 5...10% меньше и только для щек результаты расчетов существенно разнятся. Например, для крайних щек запасы прочности при расчете вала как разрезного получаются на 30...40% меньше, чем при расчете его по неразрезной схеме; еще больше эта разница для промежуточных щек.

Однако напрашивающийся вывод о необходимости ведения расчета по неразрезной схеме имел бы смысл только в том случае, если была бы возможность достоверно учесть в расчете такие трудно прогнозируемые факторы, как несоосность опор и коренных шеек, неравномерность износа их в процессе эксплуатации и динамические деформации опор картера и шеек.

Учитывая сложность и трудоемкость прочностных расчетов элементов коленчатого вала, ограничимся рассмотрением методики расчета коренных шеек вала на кручение на усталостную прочность.

Коренные шейки нагружаются главным образом крутящим моментом, так как величины изгибающих их моментов малы вследствие относительно малой длины шеек. Поэтому запасы прочности коренных шеек принято оценивать только по касательным напряжениям.

Последовательность расчета шеек (как коренных, так и шатунных) на кручение следующая:

- по данным динамического расчета двигателя составляют таблицу или строят графики набегающих крутящих моментов, передаваемых отдельными коренными шейками. Расчет проводится для той шейки, набегающий крутящий момент на которой имеет наибольшую амплитуду. В курсовом проекте можно принять максимальные и минимальные значения суммарного крутящего момента двигателя из динамического анализа ДВС.

- определяют максимальное и минимальное значения касательных напряжений (МПа):

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр.max}}{W_{к.ш}}, \quad \tau_{min} = \frac{M_{кр.min}}{W_{к.ш}}, \quad (5.1)$$

где – момент сопротивления шейки кручению, M^3 ;

$$W_{к.ш} = \frac{\pi}{16} d_{к.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{к.ш}}{d_{к.ш}} \right)^4 \right]; \quad (5.2)$$

- определяют амплитудное и среднее напряжения в цикле:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \text{ и } \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}, \quad (5.3)$$

- определяют запас прочности n_τ (см. формулу 1.4).

Для определения n_τ , необходимо знать $K_\tau / (\varepsilon_\tau' \varepsilon_\tau'')$ – отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений к произведению масштабного и технологических факторов. При ориентировочных расчетах рекомендует принимать $K_\tau / \varepsilon_\tau = 2,5$.

Значения n_τ для коренных шеек валов двигателей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации, находятся в пределах: автомобильные двигатели – $n_\tau = 3...4$, тракторные – $n_\tau = 4...5$.

6. РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

В курсовом проекте можно ограничиться расчетом элементов смазочной системы и системы охлаждения.

6.1. Смазочная система

В современных автотракторных двигателях применяют только смазочные системы (СС), в которых масло к большинству трущихся сопряжений подводится под давлением, создаваемым масляным насосом.

В зависимости от места нахождения основного количества масла СС подразделяют на системы с *мокрым картером* и системы с *сухим картером*. Первый вид системы применяется для бензиновых двигателей и дизелей сравнительно небольшой мощности, а второй – на дизелях, устанавливаемых на тяжелых колесных и гусеничных машинах, что позволяет повысить запас хода и создает более благоприятные условия для работы масла.

Количество масла V_M , необходимого для нормального функционирования СС, составляет (л):

- $(0,04...0,09)N_e$ — бензиновые двигатели легковых автомобилей;
- $(0,07...0,1)N_e$ — бензиновые двигатели грузовых автомобилей и дизели легковых автомобилей;
- $(0,11...0,16)N_e$ — дизели грузовых автомобилей.

В автотракторных двигателях привод маслонасоса осуществляется от коленчатого или распределительного (бензиновые двигатели) вала.

В смазочных системах достаточно мощных двигателей применяют маслозакачивающие насосы с приводом от электромотора. Этим насосом масло нагнетается к трущимся парам перед пуском двигателя, обеспечивая более легкий пуск и более надежную работу после пуска двигателя.

В современных двигателях применяют масляные насосы шестеренчатого типа с внешним (рис. 6.1 а) и внутренним (6.1 б, в) зацеплением.

Во втором случае используют как эвольвентное (рис. 6.1 б), так и эпициклоидальное зацепление (рис. 6.1 в).

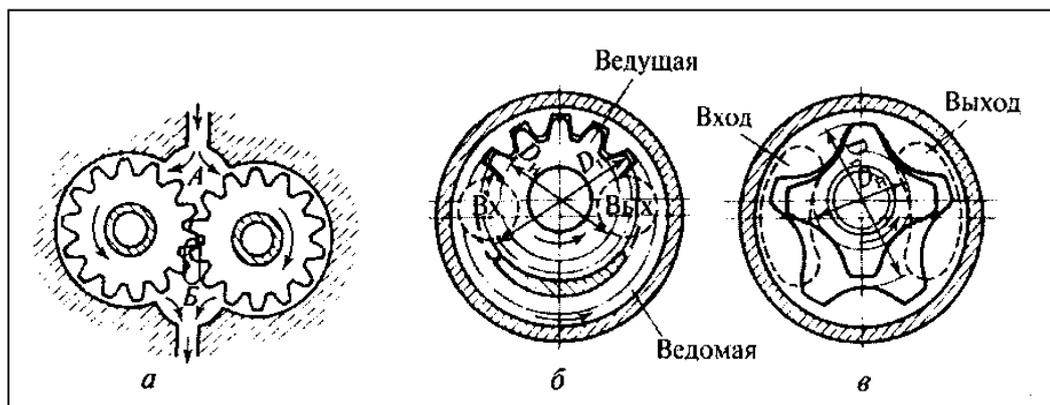


Рис. 6.1. Масляные насосы с внешним (а) и внутренним (эвольвентным — б, эпициклоидальным — в) зацеплением

Размеры шестерен, а следовательно, и производительность масляных насосов целесообразно определять исходя из циркуляционного расхода масла через двигатель, необходимого для отвода теплоты $Q_{ом}$ воспринимаемой маслом.

Циркуляционный расход масла ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{о.м}}}{c_{\text{м}} \rho_{\text{м}} \Delta t_{\text{м}}}; \quad (6.1)$$

Теплота, отводимая в масло (кДж/с),

$$Q_{\text{о.м}} = q_{\text{м}} g_e N_{\text{ен}} N_u \frac{1}{3.6 \cdot 10^6}, \quad (6.2)$$

где $q_{\text{м}}$ – доля теплоты, передаваемая в смазочную систему, от общей теплоты, вводимой в ДВС с топливом в течении 1 с: $q_{\text{м}} = 0,015 \dots 0,02$ — ДсИЗ; $q_{\text{м}} = 0,02 \dots 0,025$ — дизели; $q_{\text{м}} = 0,04 \dots 0,06$ — дизели с охлаждаемыми поршнями;

$c_{\text{м}}$ – теплоемкость масла, $c_{\text{м}} = 2,094 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$\rho_{\text{м}}$ – плотность масла, $\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$\Delta t_{\text{м}}$ – перепад температур между выходом и входом: $\Delta t = 10 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$ в ДсИЗ и $\Delta t_{\text{м}} = 20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ в дизелях.

Действительную подачу насоса задают больше циркуляционного расхода с целью обеспечения необходимого давления масла в магистрали во всем диапазоне частот вращения и при износе трущихся пар двигателя и насоса ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$V_{\text{д}} = (2,0 \dots 3,0) V_{\text{ц}} \quad (6.3)$$

Теоретическая подача насоса $V_{\text{т}}$, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{т}} = \frac{V_{\text{д}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (6.4)$$

где $\eta_{\text{н}}$ — объемный коэффициент подачи насоса, для шестеренчатых насосов $\eta_{\text{н}} = 0,6 \dots 0,85$.

Мощность (кВт), необходимая для привода масляного насоса

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{т}} (P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})}{\eta_{\text{м}}} \cdot 10^3, \quad (6.5)$$

где $(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}) = 0,3 \dots 0,6$ — перепад давлений, МПа; $\eta_{\text{м}} = 0,85 \dots 0,9$ — механический КПД насоса.

Размеры шестерен определяют из выражения

$$V_T = \pi d w h b n_n \frac{1}{60} \cdot 10^{-9}, \quad (6.6)$$

где $d w$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни насоса, мм;

h — высота зуба, мм;

b — длина зуба, мм;

n_n — частота вращения ведущей шестерни, об/мин.

6.2. Система охлаждения

Расчет жидкостного радиатора.

Радиатор относится к рекуперативным теплообменникам с многократно перекрестным током. В теории теплообмена различают *конструктивный (прямой)* и *поверочный (обратный)* расчеты теплообменников. При поверочном расчете оценивают возможности выбранного теплообменника по передаче теплоты. В курсовом проекте следует выполнить конструктивный тепловой расчет теплообменника - радиатора, который сводится к определению площади поверхности теплообмена. В основе такого расчета положено уравнение теплопередачи для плоской стенки

$$\Phi = k \Delta t_{cp} A, \quad (6.7)$$

где Φ — тепловой поток, передаваемый от горячего теплоносителя к холодному, Вт;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К);

Δt_{cp} — средний температурный перепад между теплоносителями, К;

A — площадь поверхности теплообмена, м².

Тепловой поток Φ равен теплоте $Q_{охл}$, передаваемой в систему охлаждения за 1 с. Теплоту $Q_{охл}$ следует принять из теплового баланса 1 раздела проекта.

Из-за сложности аналитического определения значение коэффициента теплопередачи k (Вт/(м²К)) можно принять:

для двигателей легковых автомобилей.....140 – 180

для двигателей грузовых автомобилей.....80 – 100.

При расчете рекуперативных теплообменников с перекрестным током теплоносителей определяется среднеарифметический температурный перепад между теплоносителями Δt_{cp} , т.е. разность между

средними арифметическими температурами входа и выхода горячего и холодного теплоносителей.

Для открытых систем охлаждения температура жидкости на входе в радиатор (выходе из двигателя) $t_{вх}^{жс} = 90 \dots 95$ °С. Перепад температуры в радиаторе $\Delta t_{жс} = 6 \dots 8$ °С.

Средняя температура жидкости равна

$$t_{ср}^{жс} = t_{вх}^{жс} - 0,5\Delta t_{жс} \quad (6.8)$$

Температура воздуха на входе в радиатор

$$t_{вх}^{возд} = t_0 + \Delta t_{нв}, \quad (6.9)$$

где $t_0 = 45$ °С – расчетная температура окружающей среды;

$\Delta t_{нв} = 5 \dots 8$ °С – температура подогрева воздуха в масляном радиаторе, если этот радиатор расположен перед жидкостным по ходу воздушного потока.

Температурный перепад воздуха в решетке радиатора составляет $\Delta t_{возд} = 20 \dots 30$ °С.

Средняя температура воздуха равна

$$t_{ср}^{возд} = t_{вх}^{возд} + 0,5\Delta t_{возд} \quad (6.10)$$

Средний температурный перепад между теплоносителями

$$\Delta t_{ср} = t_{ср}^{жс} - t_{ср}^{возд} \quad (6.11)$$

Задавшись значениями k , $t_{вх}^{жс}$, $\Delta t_{нв}$, $\Delta t_{возд}$ определить $\Delta t_{ср}$ и по формуле (6.7) рассчитать площадь поверхности радиатора. Учитывая возможное загрязнение решетки радиатора в условиях эксплуатации, фактическую площадь радиатора увеличивают на 10% по отношению к расчетной.

Расчет мощности на привод жидкостного насоса.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения $G_{жс}$, м³/с

$$G_{жс} = \frac{Q_{охл}}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс}}, \quad (6.12)$$

где $c_{жс} = 4187$ Дж/(кг·К) – теплоемкость жидкости (принята по воде);

$\rho_{жс} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – средняя плотность жидкости.
Расчетная производительность насоса $G_{жср}$, $\text{м}^3/\text{с}$

$$G_{жср} = \frac{G_{жс}}{\eta}, \quad (6.13)$$

где $\eta=0,8\dots0,9$ – коэффициент подачи.

Мощность (кВт), потребляемая жидкостным насосом

$$N_{жсн} = \frac{G_{жср} \rho_{жс}}{1000 \eta_{м}}, \quad (6.14)$$

где $\eta_{м}=0,7\dots0,9$ – КПД жидкостного насоса.

Расчет мощности на привод вентилятора.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора

$$N_{в} = \frac{G_{возд} \Delta p_{тр}}{1000 \eta_{в}}, \quad (6.15)$$

где $G_{возд}$ – производительность вентилятора;

$\Delta p_{тр}$ – аэродинамическое сопротивление воздушного тракта, для автотракторных двигателей $\Delta p_{тр} = 200\dots500 \text{ Па}$;

$\eta_{в}$ – КПД вентилятора. Для осевых клепаных вентиляторов $\eta_{в}=0,32\dots0,40$, для литых вентиляторов $\eta_{в}=0,55\dots0,65$.

Производительность насоса определяется

$$G_{возд} = \frac{Q_{охл}}{c_{возд} \rho_{возд} \Delta t_{возд}}, \quad (6.16)$$

где $c_{возд} \approx 1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – изобарная теплоемкость воздуха;

$\rho_{возд}$ – плотность воздуха при температуре

$$t_{в} = t_0 + \Delta t_{нв} + \Delta t_{возд} \quad (6.17)$$

Плотность воздуха можно найти из справочных таблиц теплофизических свойств воздуха или рассчитать по уравнению состояния идеального газа

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0}{287t_s}, \quad (6.18)$$

где p_0 – давление окружающей среды, Па (принято в тепловом расчете).

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2 : Динамика и конструирование. Учеб.для вузов: В 3 кн. / Под ред.: В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. – 2005. – 399,[1]с. : ил. – Библиогр.:с.396. – 390.00. – 380.00. – 367.62. Сигла хранения Ф1-2(40)

2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : Учеб.пособие для вузов,обуч.по спец.»Автомобиле- и тракторостроение». – 4е изд.,стер. – М. : Высшая школа, 2008. – 495,[1]с. : ил. – Библиогр.:с.493. – ISBN 978-5-06-003828-6(в пер.) : 438.90. Сигла хранения Ф1-2(13).

Приложение

Таблица 1

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	σ_{ϵ}	σ_m	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_m	τ_{-1}
20X	650 – 850	400 – 600	310 – 380	230	360	230
30X	700 – 900	600 – 800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	–	–	–
35X	950	750	–	–	–	–
35ХМА	950	800	–	–	–	–
38ХА	950	800	–	–	–	–
40X	750 – 1050	650 – 950	320 – 480	240 – 340	–	210 – 260
40ХН	1000 – 1450	800 – 1300	460 – 600	320 – 420	390	240
45X	850 – 1050	700 – 950	400 – 500	–	–	–
50ХН	1100	850	550	–	–	–
12ХН3А	950 – 1400	700 – 1100	420 – 640	270 – 320	400	220 – 300
18ХН24А	1100	850	–	–	–	–
18ХНВА	1150 – 1400	850 – 1200	540 – 620	360 – 400	550	300 – 360
25ХНМА	1150	–	–	–	–	–
20ХН3А	950 – 1450	850 – 1100	430 – 650	310	–	240 – 310
25ХНВА	1100 – 1150	950 – 1050	460 – 540	310 – 360	–	280 – 310
30ХГСА	1100	850	510 – 540	500 – 530	–	220 – 245
37ХН3А	1150 – 1600	1000 – 1400	520 – 700	–	–	320 – 400
40ХНМА	1150 – 1700	850 – 1600	550 – 700	–	700	300 – 400

Таблица 2

Марка стали	Механические свойства качественных сталей, МПа					
	σ_{ϵ}	σ_m	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_m	τ_{-1}
10	320 – 420	180	160	120 – 150	140	80 – 120
15	350 – 450	200	170	120 – 160	140	85 – 130
20	400 – 500	240	170 – 220	120 – 160	160	100 – 130
20Г	480 – 580	480	250	180	170	90
25	430 – 550	240	190	–	–	–
30	480 – 600	280	200 – 270	170 – 210	170	110 – 140
35	520 – 650	300	220 – 300	120 – 220	190	130 – 180
35Г2	680 – 830	370	260	190	240	160
40	570 – 700	310 – 400	230 – 320	180 – 240	–	140 – 190
40Г	640 – 760	360	250	180	210	150
45	600 – 750	340	250 – 340	190 – 250	220	150 – 200
45Г2	700 – 920	420	310 – 400	210	260	180 – 220
50	630 – 800	350	270 – 350	200 – 260	–	160 – 210
50Г	650 – 850	370	290 – 360	–	–	–
60Г	670 – 870	340	250 – 320	210	250	170
65	750 – 1000	380	270 – 360	220 – 260	260	170 – 210
65Г	820 – 920	400	300	220	260	180

Таблица 3

Марка чугуна	σ_s	σ_{sc}	$\sigma_{сн}$	τ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	σ_m (условный)
Механические свойства серых чугунов, МПа							
СЧ15-32	150	650	320	240	70	50	–
СЧ21-40	210	750	400	280	100	80	–
СЧ24-44	240	850	440	300	120	100	–
СЧ28-48	280	1000	480	350	140	110	–
СЧ32-52	320	1100	520	390	140	110	–
СЧ35-56	350	1200	560	400	150	115	–
СЧ38-60	380	1300	600	460	150	115	–
Механические свойства высокопрочных чугунов, МПа							
ВЧ45-0	450	–	700	–	–	–	350
ВЧ45-5	450	–	700	–	–	–	330
ВЧ40-10	400	–	700	–	–	–	300
ВЧ50-1,5	500	–	900	–	–	–	380
ВЧ60-2	600	–	1100	–	–	–	420
Механические свойства ковких чугунов, МПа							
КЧ30-6	300	–	490	–	–	–	190
КЧ33-8	330	–	530	–	–	–	210
КЧ35-10	350	–	570	–	–	–	220
КЧ37-12	370	–	580	–	–	–	230
КЧ45-6	450	–	700	–	–	–	280
КЧ50-4	50	–	800	–	–	–	320
КЧ60-3	60	–	950	–	–	–	380

Таблица 4

Предел прочности $\sigma_s, \text{Мпа}$	Изгиб α_σ	Растяжение – сжатие α_σ	Кручение α_τ
350 – 450	0,06 – 0,10	0,06 – 0,08	0
450 – 600	0,08 – 0,13	0,07 – 0,10	0
600 – 800	0,12 – 0,18	0,09 – 0,14	0 – 0,08
800 – 1000	0,16 – 0,22	0,12 – 0,17	0,06 – 0,10
1000 – 1200	0,20 – 0,24	0,16 – 0,20	0,08 – 0,16
1200 – 1400	0,22 – 0,25	0,16 – 0,23	0,10 – 0,18
1400 – 1600	0,20 – 0,30	0,23 – 0,25	0,18 – 0,20

Таблица 5

Вид концентратора напряжений	$\alpha_{\kappa\sigma}$
Полукруглая выточка при отношении радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
Галтель при отношении радиуса галтели к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0 – 4,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к диаметру стержня от 0,1 до 0,33	2,0 – 3,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2 – 1,4

Таблица 6

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10*	10 – 15	15 – 20	20 – 30	30 – 40	40 – 50	50 – 100	100 – 200
$\varepsilon_{\text{м}\sigma}$	1	1 – 0,95	0,95 – 0,90	0,90 – 0,85	0,85 – 0,80	0,80 – 0,75	0,75 – 0,65	0,65 – 0,55
$\varepsilon_{\text{м}\tau}$	1	1 – 0,94	0,94 – 0,88	0,88 – 0,83	0,83 – 0,78	0,78 – 0,72	0,72 – 0,60	0,60 – 0,50

Таблица 7

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\text{п}\sigma} \approx \varepsilon_{\text{п}\tau}$	Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\text{п}\sigma} \approx \varepsilon_{\text{п}\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1	Обдувка дробью	1,1 – 2,0
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97 – 0,85	Обкатка роликом	1,1 – 2,2
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94 – 0,80	Цементация	1,2 – 2,5
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88 – 0,60	Закалка	1,2 – 2,8
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76 – 0,50	Азотирование	1,2 – 3,0

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
1.1. Эксплуатационные требования к проектированию двигателя	4
1.2. Выбор типа и основных конструктивных параметров двигателя	4
1.3. Расчетные режимы и нагрузки	7
1.4. Расчет деталей двигателя на прочность с учетом переменных нагрузок	8
2. КОРПУС ДВИГАТЕЛЯ	13
3. ПРОШНЕВАЯ ГРУППА	16
3.1. Расчет поршня	16
3.2. Расчет компрессионного кольца	18
3.3. Расчет поршневого пальца	19
4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ШАТУНА НА ПРОЧНОСТЬ	21
5. КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ	24
6. РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ	27
6.1. Смазочная система	27
6.2. Система охлаждения	30
<i>Приложение</i>	35

Учебное издание

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Часть 3. Основы конструирования и расчета основных деталей и систем поршневого двигателя

Методические указания к курсовому проекту

Составители

Капустин Александр Васильевич

Заводов Николай Николаевич

Редактор

Лицензия ЛР № 020815 от 20.09.93.

Подписано в печать. Формат 60 x 84 1/16. Уч.-изд.л. 1,6.

Тираж 150 экз. Заказ №

Издательско-полиграфический центр
Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого.
173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано в ИПЦ НовГУ им. Ярослава Мудрого.