

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

по дисциплине «Конструирование двигателей»

Цель практических занятий по всему курсу:

- научить студентов проводить анализ технического уровня двигателей по статистическим данным;
- научить студентов проводить расчеты циклов двигателя и проводить динамический расчет;
- получить навыки научно обоснованного подхода к определению уравновешенности двигателя;
- научить проводить анализ действующих в кривошипно-шатунном механизме сил и моментов для расчета деталей двигателя;
- научить студентов определять наиболее нагруженные кривошипы, а также выбор наиболее нагруженных режимов;
- воспитании ответственности за правильное и рациональное оформления результатов расчета.
- ознакомить студентов с известными методами демпфирования крутильных колебаний;
- обучить студентов основополагающим закономерностям обработки результатов расчетных исследований в энергетическом машиностроении;
- сформировать у студентов навыки и умения по организации проведения расчетных исследований, как в процессе обучения, так и в производственных условиях.

Особенностью учебного плана по направлению подготовки 141100 «Энергетическое машиностроение» (степень бакалавр), составленного на основании ФГОС ВПО (приказ от 08.12.2009 № 715) является усиление самостоятельной подготовки студентов, а занятия лекционного типа для соответствующих групп студентов должны составлять не более 40 процентов аудиторных занятий (п. 7.3 ФГОС). Подготовка к практическим занятиям проводится студентами после установочных лекций и самостоятельно (см. раздел «Методические рекомендации по самостоятельной работе по дисциплине «Динамика двигателей»). Студентам выдается темы для самостоятельного изучения разделов курса, которые в дальнейшем детально обсуждаются на практических занятиях, а также в процессе выполнения курсового проекта.

Используемые технологии преподавания. Практические занятия являются формой индивидуально-группового и практико-ориентированного обучения на основе реальных или модельных ситуаций применительно к виду и профилю профессиональной дея-

тельности. При планировании и проведении практических занятий исходим из того, что они предназначены прежде всего для углубления и расширения знаний, полученных в результате самостоятельной работы студента по учебнику или учебному пособию, а также для овладения методикой работы с научным материалом при подготовке выпускной квалификационной работы. Каждое практическое занятие начинается с краткого обобщения главнейших теоретических положений, которые были изучены на лекции и должны служить исходным моментом в работе студентов по данной теме. Для заинтересованности студентов по некоторым темам такое обобщение поручается сделать одному из студентов, например, показать, как проведен расчет перемещения поршня или угловое качание шатуна. Для этого требуется заранее предупредить студента о возможности такого поручения, что служит известным стимулом к их предварительной подготовке. Заключительное слово принадлежит преподавателю, так как отметить самое важное, точно сформулировать основные теоретические положения или охарактеризовать наиболее правильные методы работы студенту не всегда удается.

Естественно, необходимо после обобщения давать иногда дополнительные разъяснения студентам по теоретическим вопросам, но это необходимо сделать кратко, чтобы не превратить практические занятия в лекцию.

Не всегда преподавателю необходимо немедленно давать студентам разъяснения по возникшему у них вопросу, поскольку после выполнения работы студент сам может получить ответы на свои вопросы. Необходимо четко спланированное практическое занятие выполнить, что возможно, если преподаватель не будет отвлекаться на вопросы. Если вопрос не связан с планом занятия, целесообразно отослать студента к учебнику, учебному пособию или пригласить на консультацию.

Но иногда необходимо дать разъяснение по вопросу, прямо не относящемуся к текущему занятию (при повышенной сложности вопросов, от разрешения которых зависит дальнейшая самостоятельная работа). Иногда возникает необходимость дать поручение одному из студентов сделать на очередном практическом занятии краткое сообщение по поставленному вопросу. Однако таким методом нужно пользоваться очень осторожно, поскольку студенты могут перестать обращаться с вопросами к преподавателю.

Иногда необходимо разъяснение сделать в процессе дальнейшей работы группы. Методика преподавания по каждой теме должна быть гибкой и учитывать подготовку студентов воспринимать поставленные задачи.

Когда теория темы достаточно выяснена на лекциях, необходимо перейти к проведению практических занятий. В начале занятий рекомендуется напомнить основные выводы на лекциях и провести решение типовых задач, при этом решение лучше проводить

совместно со студентом и только потом выдавать каждому студенту индивидуальное задание. Это позволяет студенту более широко применить полученные знания, а с другой стороны – подготовиться к совершенно самостоятельному выполнению домашнего задания. Для преподавателя такие индивидуальные задания служат способом проверки знаний (хотя и с использованием учебной литературы), проверки усвоения учебного материала.

Поскольку в группе могут быть достаточно слабые студенты, то необходимо при выдаче задания установить определенный средний уровень, а от занятия к занятию его повышать. Студент должен сам ощущать рост своей подготовки, иначе практические могут оказаться для него неинтересными. Если студент на доске не может решить задачу, то преподаватель должен опросить группу о методах решения, но стараться это сделать самому.

При проведении занятий необходимо, по возможности, всегда указывать, что такие-то методы расчета приняты в промышленности или применяются в таких-то конструкторских бюро. Это придает практическому занятию жизненный характер, утверждает необходимость овладения знаниями и навыками, связывает их реальной работой на предприятии.

В этом заключается одна из основных особенностей высшего образования по сравнению с общеобразовательной школой, где преподавателю еще приходится затрачивать немалые усилия на то, чтобы студенты осознали цель и задачи учебной работы, практическое значение которых не всегда для них очевидно. Студенты, за редкими исключениями, знают, для чего они учатся и как могут распорядиться своими знаниями. Это несколько облегчает задачу преподавателя и делает процесс учебной работы осмысленным.

Как правило, студенты отдают себе отчет и в том, в какой мере им необходимы данные занятия для предстоящей самостоятельной работы. Как только они поймут, что все учебные возможности занятий исчерпаны, интерес к ним будет утрачен. Учитывая этот психологический момент, необходимо проводить занятия так, чтобы все студенты были заняты напряженной, творческой работой, поисками правильных и точных решений. Студент должен получить возможность раскрыться, проявить способности с использованием всех полученных знаний и навыков, поэтому при разработке плана занятий и индивидуальных заданий учитывается подготовка и интересы каждого студента. Если это будет выполнено, в аудитории не возникнет и мысли о том, что возможности практических занятий исчерпаны.

При проведении занятий необходимо всегда выступать в роли консультанта, наблюдая за работой каждого студента и вовремя оказывая педагогически оправданную совершенно необходимую помощь, не подавляя самостоятельности в работе, заботливо развивая самоконтроль каждого студента на основе укрепления сосредоточенного внимания к работе, к постав-

ленной задаче. Разумеется, вмешательство в работу студента не может быть одинаковым; все зависит от знания и каждого студента в отдельности.

Одному студенту не надо никакой помощи несмотря на возникшие затруднения, он сам найдет путь для правильного решения; другому – нужно небольшое напоминание теории или метода, и он также самостоятельно пойдет дальше. С некоторыми же требуется дополнительная работа в аудитории или на консультации. Опыт работы говорит о том, что решение задач на аудиторной доске целесообразно лишь в том случае, когда возникли общие для аудитории затруднения, требующие разъяснений преподавателя, а также для сравнения различных методов решения одной и той же задачи. Решение задач на доске в течение всего учебного занятия преподавателем или студентом с механическим списыванием задачи другими студентами не способствует развитию самостоятельной работы студентов.

Большую ценность имеют беглые указания преподавателя по ходу работы в аудитории; они содействуют выработке наиболее правильных приемов работы, из которых в конечном счете складывается система работы. Во всех без исключения случаях нельзя затягивать процесс восполнения каких-либо пробелов в знаниях, это уменьшает эффективность практических занятий.

Очень важно так ставить практические занятия, чтобы они вели студентов к дальнейшей углубленной самостоятельной творческой работе, указывали путь к ее осуществлению и вооружали необходимыми методами практической работы.

Каждое занятие целесообразно заканчивать кратким заключением, и указаниями преподавателя к дальнейшей работе или же разбором предстоящего домашнего задания. Тогда практические занятия наряду с лекциями будут содействовать созданию перспективы в работе каждого студента;

При проведении практических занятий, консультациях используются различные образовательные технологии, например, модульное обучение, при котором по отдельным разделам курса (модулям) рассказывается, что необходимо изучить, цели и задачи изучения, как будет организована проверка изучаемого в модуле материала, где студенты должны использовать полученные знания при выполнении выполнения магистерской диссертации, а также при изучении новых специальных дисциплин. При этом соблюдается постоянная обратная связь преподавателя и студента. Например, выборочно задается студентам вопрос по некоторым изучаемым вопросам и студенты дают свои варианты ответов. В этом случае обеспечивается активная роль студентов на занятиях, так как отвечать на вопросы может каждый.

Занятия проводятся с использованием компьютерных технологий, по некоторым разделам курса кафедрой выпущены учебные пособия, а электронные версии их размеще-

ны в электронной библиотеке ВлГУ, а также на сайте кафедры. Это позволяет в любой момент обратиться к источнику. Студентам выдается раздаточный материал (сложные схемы, чертежи и т.д.) с целью уменьшения затрат времени на оформление студентами чертежей и рисунков.

На практических занятиях используются методы проблемного обучения – организация учебных занятий, которые предполагают создание под руководством преподавателя проблемных ситуаций и активную самостоятельную деятельность студентов по их разрешению.

Усвоение студентами знаний, добытых в ходе активного поиска и самостоятельного решения проблем более прочные, чем при традиционном обучении. Кроме того, при таком обучении происходит воспитание активной, творческой личности студента, умеющего видеть и решать нестандартные профессиональные проблемы

Наконец, при проведении практических занятий используется проектный метод обучения. Студентам выдается индивидуальное задание. Под руководством преподавателя студенты решают возникшие проблемные ситуации, в результате чего и происходит творческое овладение профессиональными знаниями, навыками и умениями и развитие мыслительных способностей. При этом студенты используют учебные компьютерные программы для проведения расчетов, построения графиков.

Активно используются информационно-коммуникационные технологии – взаимный обмен электронного портфолио преподавателя и студента, что позволяет студенту использовать материалы из портфолио преподавателя, а преподавателю – лучшие работы студентов. Таким образом, создается единая образовательная среда, которая обеспечивает эффективное взаимодействие преподавателей и студентов.

План проведения практических занятий. На практических занятиях решаются примеры решения типовых задач по следующим темам.

Тема 1-2. (2 недели – 4 ч. для освоения этого материала). Выбор и обоснование основных параметров проектируемого поршневого двигателя. Анализ достигнутого уровня проектируемого двигателя – 4 часа.

Для самостоятельного изучения рекомендуется использовать учебное пособие [4] и дополнительные пособия [4,5].

Цель первого занятия – рассмотреть расчеты циклов поршневых двигателей на различных режимах и методы выбора основных конструктивных параметров проектируемого двигателя при заданной номинальной мощности на определенных частотах вращения, заданных коэффициентах приспособления и запасов крутящего момента.

Тема 3. (1 неделя – 2 ч. для освоения этого материала). Выбор расчетных режимов. Расчет сил и моментов, действующих в поршневом двигателе. Динамика кривошипно-шатунного механизма. Общие сведения. Массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и их приведение. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма. Силы давления газов. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Суммарные силы, действующие в дезаксиальном кривошипно-шатунном механизме со сдвоенными кинематическими связями.

Цель практического занятия – освоить знания, полученные на лекциях по определению сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Для лучшего усвоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется использовать учебное пособие [1]. На практических занятиях необходимо рассмотреть и освоить метод динамического расчета поршневых двигателей по программе *Dinn*, разработанной на кафедре. Главная трудность в ее освоении – правильное заполнение исходных данных для расчета в файл *rr1.c*. Ниже приведены значения сил, действующих в КШМ.

Удельные суммарные силы, действующие в КШМ

На рис. 2 приведены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя: суммарная сила P_s как результат сложения газовой P_r и инерционной P_j сил; а после разложения этой силы получаем боковую силу N , действующую на стенки цилиндра, и силу S , действующую вдоль оси шатуна. После разложения силы S на две получаем нормальную K , действующую в плоскости кривошипа, а также тангенциальную T , действующую перпендикулярно этой плоскости. Тангенциальная сила T создает индикаторный крутящий момент $M_{кр}$, передающийся потребителю. Кроме того, в КШМ действует опрокидывающий момент $M_{оп}$, равный и противоположно направленный $M_{кр}$.

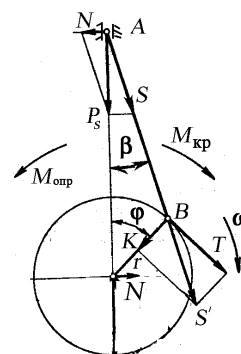


Рис. 2. Силы, действующие в КШМ: P_s – суммарная; N – боковая; K – нормальная; T – тангенциальная

Обычно вычисляют и строят графики удельных сил (в МПа), действующих в КШМ, определяемых как отношение величины силы в (Н) к площади поршня $F_{п}$ (м^2). Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения D и S . При выполнении курсового проекта удельные силы $p_s, p_r, p_j, N_{уд} = N/F_{п}, S_{уд} = S/F_{п}, K_{уд} = K/F_{п}$ и $T_{уд} = T/F_{п}$ определяем по разработанной на кафедре программе *Dinn*. В прил. 7, 8 [4, 5] приведены исходные данные для динамического расчета на двух режимах и результаты

расчета, в прил. 9 [4, 5] – результаты расчета нагрузок на коренные и шатунные шейки, а в прил.10 [4, 5] приведены значения удельных сил по углу поворота коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента.

Тема 4-5. (2 недели – 4 ч. для освоения этого материала). Построение внешней скоростной (регуляторной) характеристики проектируемого поршневого двигателя. Построение регуляторной характеристики проектируемого поршневого двигателя.

Цель практического занятия – освоить по предлагаемым моделям построение внешней скоростной и регуляторной характеристик двигателя.

Для освоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется учебное пособие [4], глава 2, 3.

Тема 6. Построение графика суммарного крутящего момента – 2 часа.

Цель практического занятия – напомнить принципы построения графика суммарного крутящего момента по данным динамического расчета.

Тема 7-8. (2 недели – 4 ч. для освоения этого материала). Построение полярной диаграммы нагрузки на шатунную и коренную шейку коленчатого вала и диаграммы изнашивания

Цель практических занятий – закрепить знания, полученные на лекциях по построению полярных диаграмм нагрузок на шатунную и коренную шейки коленчатого вала.

Для освоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется учебное пособие [1, 2], пп. 3.4.

Для лучшего освоения материала студентам индивидуально предлагается ответить на следующие вопросы.

Задача 1. Для пятицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-4-3-2-5 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 2. Для четырех цилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-4-2-3 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 3. Для пятицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-2-4-5-3 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 4. Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-2-3-4 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 5. Для оппозитного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-4-3-2 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны. (Примечание. Цилиндры 1 и 2 расположены с одной стороны коленчатого вала, 3 и 4 – с другой).

Задача 6. Изменится ли уравновешивание однорядного шестицилиндрового четырехтактного двигателя, если изменить порядок работы его цилиндров с 1-5-3-6-2-4 на 1-2-4-6-5-3. Нарисуйте схему кривошипа.

Задача 7. Для восьмицилиндрового четырехтактного V-образного двигателя (угол развала 80°) с порядком работы цилиндров 1-5-4-8-6-3-7-2 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны. (Примечание. Вал крестообразный).

Задача 8. Для пятицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-3-5-4-2 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 9. Для оппозитного двухцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-2 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Тема 9. (2 ч. для освоения этого материала). Расчет набегающих моментов на коренные и шатунные шейки поршневого двигателя, определение наиболее нагруженной шейки, прочностной расчет коленчатого вала

Цель практических занятий – закрепить знания по уравновешиванию сил и моментов, действующих в КШМ поршневого двигателя.

Для закрепления материала необходимо изучить главу 2 учебного пособия [3].

Тема 10-11. (2 недели – 4 ч. для освоения этого материала). Расчет шатуна: поршневой головки, стержня, кривошипной головки, шатунных болтов

Цель практических занятий – закрепить знания по расчету шатуна.

Расчет шатуна

Расчет поршневой головки шатуна. Расчетная схема шатунной группы приведена на рис. 1, а нагрузки, действующие на поршневую головку – на рис. 2.

Расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в ВМТ вначале такта впуска

$$P_{jnc} = -m_{nc} \omega_{xx}^2 r(1 + \lambda), \quad (1)$$

где m_{nc} – масса поршневой группы:

$m_{шг} = m_{п} + m_{пп}$; $m_{п}$ – масса поршня и поршневых колец; $m_{пп}$ – масса поршневого пальца.

По данным представленным заводом, а также по результатам взвешивания:

- масса шатуна (сталь 12ХНЗА) $m_{шг} = 0,950$ кг;
- масса поршня $m_{п} = 0,645$ кг;
- масса поршневого пальца $m_{пп} = 0,241$ кг;
- масса шатунного вкладыша $\approx 0,020$ кг;
- масса поршневых колец $\approx 0,100$ кг;
- максимальная частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода

$n_{xx} = 3800$ мин⁻¹; $\lambda = r/l_{ш} = 0,338$; $r = 46$ мм – радиус кривошипа; $l_{ш} = 136$ мм – длина шатуна; $D_{г} = 43,6$ мм; $d = 32$ мм; $d_1 = 28$ мм; $\delta_b = 2$ мм; $L_1 = 94,99$ мм; $l_1 = 27$ мм; $h_1 = 5,8$ мм; $d_{кр} = 51,33$ мм; $d_{шш} = 45$ мм.

В результате получим: $m_{шг} = 0,645 + 0,241 + 0,100 = 0,986$ кг; $\lambda = 0,046/0,136 = 0,338$; $\omega_{xx} = (\pi n_{xx})/30 = (3,14 \cdot 3800)/30 = 397,73$ 1/с.

Расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в ВМТ равна

$$P_{jшг} = m_{шг} \omega_{xx}^2 r(1 + \lambda) = 0,986 \cdot (397,73)^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,338) = 9599,92 \text{ Н.}$$

Максимальная сила, сжимающая шатун при положении поршня в ВМТ вначале такта расширения

$$P_c \approx (p_z - p_0) F_{п} - m_{шг} \omega_{н}^2 r(1 + \lambda), \quad (2)$$

где p_z – максимальное давления сгорания, (по данным завода $p_z = 9,3$ МПа); $p_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление; $F_{п} = (\pi d_n^2)/4$ – площадь поршня, $d_n = 0,095$ м – диаметр цилиндра, $n_n = 2600 \pm 50$; $\omega_{н} = (\pi n_n)/30 = (3,14 \cdot 2650)/30 = 277,4$ 1/с – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности.

Знак \approx принят потому, что по данным индексирования для дизеля ТМЗ-650 максимальное давления сгорания достигает при угле поворота коленчатого вала 10...15° после ВМТ.

$$P_c \approx (p_z - p_0) F_{п} - P_j = (9,3 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot 70,85 \cdot 10^{-4} - 0,986 \cdot 277,4^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,338) = 60512 \text{ Н.}$$

Угол α_3 определяется формулой, которая учитывает радиус галтели $R_{г} = 35$ мм, высоту стержня шатуна $H_{мин} = 42$ мм и наружный диаметр верхней головки $D_{г} = 43,6$ мм:

$$\alpha_3 = 90^\circ + \arccos \frac{0,5 H_{мин} + R_{г}}{D_{г} + R_{г}} = 90^\circ + \arccos \frac{0,5 \cdot 0,042 + 0,035}{0,0436 + 0,035} = 133^\circ.$$

Определим изгибающий момент M_0 и продольную силу N_0 [1,2] в центральном сечении I-I (см. рис. 2):

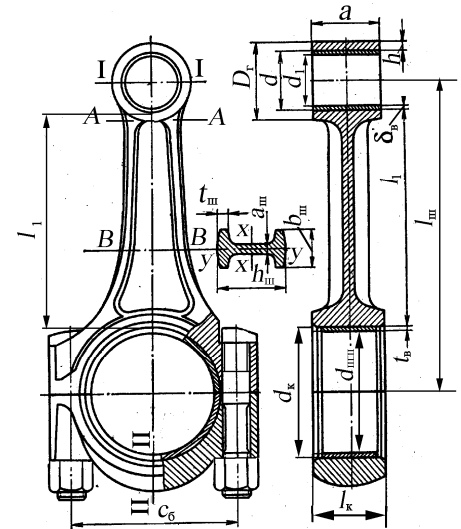


Рис. 1. Расчетная схема шатунной группы

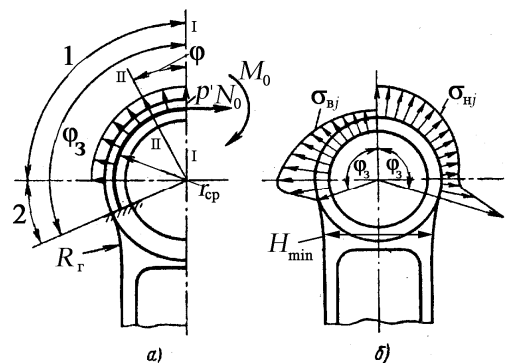


Рис. 2. Напряжения в поршневой головке при действии силы инерции: а – схема нагрузки при растяжении; б – эпюры напряжений на внутреннем волокне σ_{bj} и наружном σ_{nj} при растяжении

$$M_0 = P_{jнr} r_{cp} (0,00033\alpha_3 - 0,0297);$$

$$N_0 = P_{jнr} (0,572 - 0,0008\alpha_3),$$
(3)

где $\alpha_3 = 133^\circ$ – угол заделки в градусах,

$r_{cp} = (D_r + d)/4 = (0,0436 + 0,032)/4 = 0,0189$ м; r_{cp} – средний радиус поршневой головки .

Отсюда

$$M_0 = 9599,92 \cdot 0,0181(0,00033 \cdot 133 - 0,0297) = 2,57 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$N_0 = 9599,92(0,572 - 0,0008 \cdot 133) = 4469,72 \text{ Н}.$$

Величины изгибающего момента и поперечной силы в заделке (см. рис. 2, сечение ограниченное углом φ_3), определяется по формуле:

$$M_3 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos\varphi_3) - 0,5 P_{jn2} r_{cp} (\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3);$$
(4)

$$N_3 = N_0 \cos\varphi_3 + 0,5 P_{jn2} (\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3).$$

$$M_3 = 2,57 + 4469,72 \cdot 0,0189(1 + 0,7314) - 0,5 \cdot 9599,92 \cdot 0,0189 (0,6820 + 0,7314) = 20,61 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$N_3 = 4469,72 \cos 133^\circ + 0,5 \cdot 9599,92(0,6820 + 0,7314) = 3515,64 \text{ Н}.$$

При действии сжимающей силы изгибающий момент M_0 и продольная сила N_0 в центральном сечении I-I (рис.3) равны:

$$N_{0сж} / P_c = f_1(\varphi_3);$$

$$M_{0сж} / (P_c r_{cp}) = -f_2(\varphi_3),$$
(5)

где функции $f_1(\varphi_3)$ и $f_2(\varphi_3)$ определяются по табл. 1.

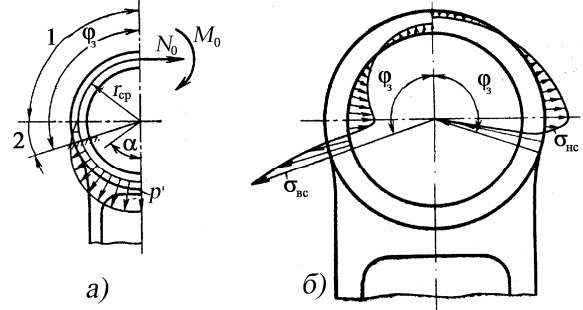


Рис. 21. Распределение нагрузки и эпюры напряжений при действии сжимающей силы

Таблица 1
Значение функций $f_1(\varphi_3)$ и $f_2(\varphi_3)$

Функции	Угол заделки φ_3						
	100	105	110	115	120	125	130
$f_1(\varphi_3)$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0050	0,0085
$f_2(\varphi_3)$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300

$$N_{0сж} = 60521 \cdot 0,0085 = 514,35 \text{ Н};$$

$$M_{0сж} = -60512 \cdot 0,0189 \cdot 0,003 = -3,29 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающие моменты и продольные силы для любого сечения на участке 1 ($0 < \varphi \leq 90^\circ$) определяются выражениями:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos\varphi);$$
(6)

$$N_1 = N_0 \cos\varphi.$$
(7)

На участке 2 ($90^\circ \leq \varphi \leq \varphi_3$)

$$M_2 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos\varphi) - P_{сж} r_{cp} \left(\frac{\sin\varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin\varphi - \frac{1}{\pi} \cos\varphi \right) =$$

$$= -3,29 + 514,35 \cdot 0,0189(1 + 0,7314) - 60512 \cdot 0,0189 \left(\frac{0,6820}{2} - \frac{2,3212}{3,14} - \frac{1}{3,14} 0,7314 \right) =$$

$$= -46,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

(8)

$$N_2 = P_{сж} \left(\frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) + N_0 \cos \varphi. \quad (9)$$

Напряжение в произвольном сечении определяется по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M}{W} \pm \frac{N}{F}, \quad (10)$$

где M и N – изгибающий момент и поперечная сила в соответствующем сечении; F – поперечное сечение его; $W = \frac{l_r h_r^2}{6}$ – осевой момент сопротивления; a – длина поршневой головки шатуна; h_r – толщина стенки головки.

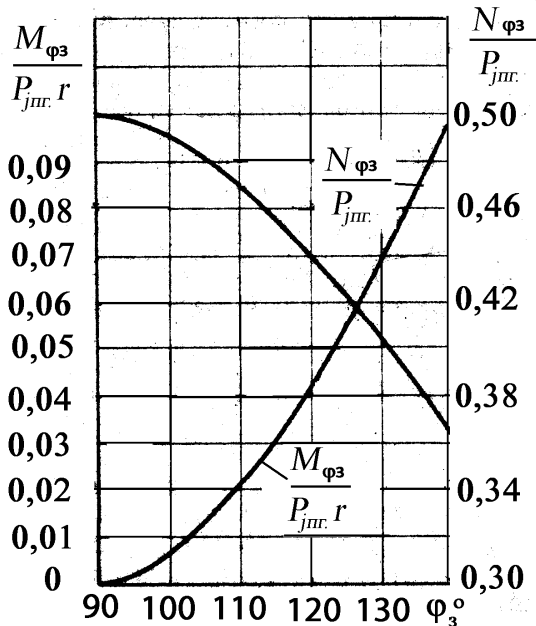


Рис. 3. Зависимость силовых факторов M_α и N_α в сечениях заделки при нагружении поршневой головки по схеме рис.2, а

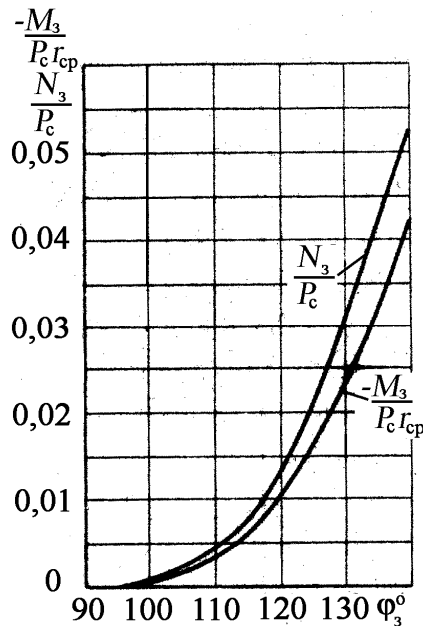


Рис.4. . Зависимость силовых факторов M_α и N_α в сечениях заделки при нагружении поршневой головки по схеме рис.2, б

В сечении I-I (см. рис. 2а) при $a=27$ мм; $h_r = 5,8$ мм $F= 156,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
 $W=0,151 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, а в заделке – $F= 215 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $W=0,269 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Напряжения от запрессовки втулки на внешней поверхности поршневой головки можно определить по следующим данным: натяг $\Delta=0,02$ мм; модули упругости втулки и шатуна $E_B = (1,1 \dots 1,15) \cdot 10^5$ МПа; $E_{ш} = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа; $k_1 = d_1/d = 0,875$; $k_2 = d/D_r = 0,734$; коэффициенты Пуассона бронзы и стали ($\mu_B \approx \mu_{ш} = 0,3$). Втулка нагревается до температуры 110 °С, а при коэффициентах линейного расширения для бронзы $\alpha_B = 15,6 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{С}$; для шатуна $\alpha_{ш} \approx (11,0 \dots 14,8) \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{С}$ температурный натяг равен

$$\Delta_t = d \Delta t (\alpha_B - \alpha_{ш}) = 32 \cdot 110 \cdot (15,6 - 11,0) \cdot 10^{-6} = 0,01619 \text{ мм.}$$

Напряжение при запрессовке втулки равно

$$p = \frac{(\Delta + \Delta_t) / d}{\frac{1}{E_B} \left(\frac{1 + k_1^2}{1 - k_1^2} - \mu_B \right) + \frac{1}{E_{ш}} \left(\frac{1 + k_2^2}{1 - k_2^2} + \mu_{ш} \right)} = \frac{(0,04 + 0,01619) / 32}{\frac{1}{1,15 \cdot 10^5} \left(\frac{1 + 0,875^2}{1 - 0,875^2} - 0,3 \right) + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{1 + 0,734^2}{1 - 0,734^2} + 0,3 \right)} = 14,1 \text{ МПа}$$

Напряжение на внешней поверхности головки от запрессовки втулки будет равно

$$\sigma_{t,B} = p \frac{1 + k_2^2}{1 - k_2^2} = 14,1 \frac{1 + 0,734^2}{1 - 0,734^2} = 47,0 \text{ МПа}$$

Определим коэффициент K

$$K = \frac{E_{ш} F_{ш}}{E_{ш} F_{ш} + E_{в} F_{в}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 156,6 \cdot 10^{-6}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 156,6 \cdot 10^{-6} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 54 \cdot 10^{-6}} = 0,841$$

Напряжения в заделке от действия изгибающего момента и продольной силы равны: при растяжении

$$\sigma = \frac{M}{W} + K \frac{N}{F} = \frac{20,61}{0,151} \cdot 10^6 + 0,841 \frac{3515,64}{215} \cdot 10^6 = 146,2 \text{ МПа};$$

при сжатии

$$\sigma = -\frac{M}{W} + K \frac{N}{F} = -\frac{46,4}{0,151} \cdot 10^6 + 0,841 \frac{514,35}{215} \cdot 10^6 = -305,78 \text{ МПа}.$$

С учетом запрессовки втулки на внешней поверхности поршневой головки напряжение равно:

при растяжении

$$\sigma_n = 146,2 + 47,0 = 193,2 \text{ МПа}$$

при сжатии

$$\sigma_n = -305,78 + 47,0 = -258,22 \text{ МПа}.$$

Результаты расчетов моментов и продольных сил, а также напряжений по формулам (1)-(6) в поршневой головке сведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов напряжений в поршневой головке

φ ₃ , град.	Нагрузка	M ₀ , Н·м	N ₀ , Н	M ₃ , Н·	N ₃ , Н	σ ₃ , МПа	σ _a	σ _m
146	растяг.	2,57	4469,72	20,61	3515,64	146,2	202	-112,58
	сжимающ.	-3,29	514,35	-46,4	3207,14	-258,78		

Запасы прочности определялись по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (11)$$

где $\sigma_{-1} = 450$ МПа – предел выносливости при симметричном цикле; $K_{\sigma} = 1,1$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\beta = 0,8$ – коэффициент обработки поверхности; $\varepsilon_{\sigma} = 0,87$ – коэффициент влияния абсолютных размеров; $\psi_{\sigma} = 0,184$ – коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на выносливость [3].

Таким образом, запас прочности в заделке равен:

$$n_{\sigma} = \frac{450}{\frac{1,1}{0,86 \cdot 0,9} 202 - 0,184 \cdot 112,58} = 2,12.$$

Запасы прочности поршневых головок автомобильных и тракторных двигателей колеблются в пределах 2,5...5,0. Высокие запасы прочности поршневых головок шатунов гарантируют надежную работу двигателя даже при заклинивании поршня, когда действительная величина растягивающей силы не поддается расчету.

Запас прочности в сечении I-I (см. рис. 2, а) равен 5,6. Это позволяет уменьшить величину l_f в верхнем сечении поршневой головки (см. рис. 1), что уменьшит массу шатуна и улучшит смазку поршневого пальца.

Расчет стержня шатуна. Расчет стержня шатуна будем проводить по среднему сечению. Определим площадь поперечного сечения и моменты инерции относительно осей $x-x$ и $y-y$ (рис.1). Из чертежа серийного шатуна из стали 12ХНЗА известно: $h= 29,5$ мм; $b= 18,5$ мм; $a= 2,8$ мм; $t= 2,85$ мм. Определим геометрические характеристики поперечного сечения:

- площадь среднего сечения шатуна, m^2 : $F_{cp} = hb - (b - a)(h - 2t) = 1,72 \cdot 10^{-4} m^2$;
- момент инерции сечения $B-B$ (см. рис. 1) относительно оси $x-x$, перпендикулярной плоскости качания шатуна, m^4 : $I_x = [bh^3 - (b - a)(h - 2t)^3] / 12 = 1,468 \cdot 10^{-8} m^4$;
- момент инерции сечения $B-B$ (см. рис. 1) относительно оси $y-y$, лежащей в плоскости качания шатуна, m^4 : $I_y = [bh^3 - (b - a)(h - 2t)^3] / 12 = 7,899 \cdot 10^{-9} m^4$;
- радиус инерции относительно оси $x-x$: $i_x = \sqrt{I_x / F_{cp}} = 0,00924$ м;
- радиус инерции относительно оси $y-y$: $i_y = \sqrt{I_y / F_{cp}} = 0,00677$ м.

Определяем максимальную растягивающую силу

$$P_j = (m_{nz} + m_1) \omega_{xx}^2 r(1 + \lambda) = 12814,81 \text{ Н.}$$

Определяем максимальное напряжение от растягивающей нагрузки

$$\sigma_p = \frac{P}{F_{cp}} = 74,5 \text{ МПа.}$$

В среднем сечении кроме сжатия происходит изгиб, связанный с эксцентриситетом сжимающей нагрузки и прогибом от центробежных сил, перпендикулярных к оси стержня. На сжатие стержень шатуна рассчитывают по полуэмпирическим формулам [5]

$$\begin{aligned} \sigma_{сж} &= -\frac{P_c}{F_{cp}} [1 + 0,000526(L/i_x)^2] = \\ &= -\frac{12814,81}{1,72 \cdot 10^{-4}} [1 + 0,000526(0,136 / 0,00924)^2] = -83 \text{ МПа} \\ \sigma_{сж} &= -\frac{P_c}{F_{cp}} [1 + 0,000132(L_1/i_y)^2] = -78,86 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где $L = 0,136$ – длина шатуна (см рис. 1);

$L_1 = L - 0,5(d_1 + d_k) = 0,136 - 0,5(0,032 + 0,047,9) = 0,096$ м (диаметры отверстий поршневой и кривошипной головок) (см. рис. 1).

Среднее напряжение с учетом изгиба относительно оси $x-x$ $\sigma_a = 78,75$ МПа; то же относительно оси $y-y$ $\sigma_a = 76,78$, а средние напряжения $\sigma_m = -4,25$ и $\sigma_m = -2,18$ МПа соответственно. Запасы прочности по формуле (11) в плоскости качания и перпендикулярно ей дают значения 2,45 и 2,53. Рекомендуются иметь запасы прочности 1,8...2,0 [1].

Расчет кривошипной головки. Кривошипная головка шатуна нагружается в ВМТ в начале такта впуска силой инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки шатуна:

$$\begin{aligned} P_j &= [(m_{пг} + m_1)(1 + \lambda)r\omega_{xx}^2 + (m_2 - m_{кр})r\omega_{xx}^2] = [(m_{пг} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]r\omega_{xx}^2 = \\ &= [(0,981 + 0,33)(1 + 0,338) + (0,620 - 0,218)]0,046 \cdot 397,73^2 = 15689,43 \text{ Н} \end{aligned}$$

На такте расширения кривошипная головка шатуна подвергается сжатию от сил газовых и инерционных

$$\begin{aligned}
P_{сж} &= P_r - P_j = (p_z - p_0)F_{п} - [(m_{пр} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]\omega^2 r = \\
&= (9,3 - 0,1)10^6 \cdot 0,007085 - [(0,981 + 0,33)(1 + 0,338) + (0,620 - 0,218)]0,046 \cdot 272,33^2 = \\
&= 57826,35 \text{ Н}
\end{aligned}$$

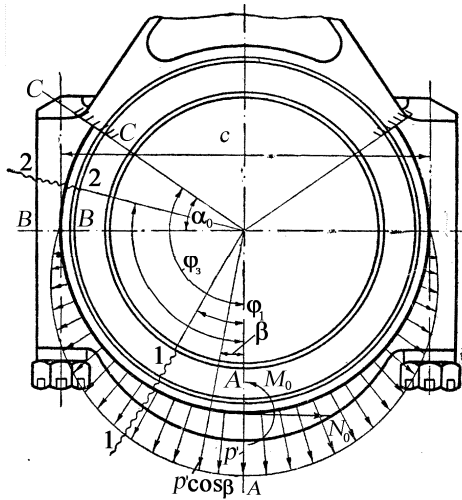


Рис. 5. Расчетная схема для определения напряжений в кривошипной головке шатуна

При расчете на растяжение силой P_{jp} принимается, что давление от силы распределяется по вкладышу шатуна по косинусоидальному закону (рис. 5), передаваясь на крышку по тому же закону, и что вкладыши с кривошипной головкой деформируются одинаково. Последнее предположение основывается на том, что вкладыши всегда сидят в головке с натягом. Исходя из этих предположений, распределение изгибающих моментов между крышкой и вкладышами можно производить пропорционально моментам инерции их поперечных сечений.

Для определения напряжений в кривошипной головке предполагают, что она составляет единое целое, т. е. вследствие сильной затяжки болтов раскрытие стыков не происходит. Сечения кривошипной головки для упрощения расчетов считают постоянным и равным среднему сечению крышки; вследствие этого расчетные напряжения и деформации получаются завышенными. Радиус кривизны головки принимается равным половине расстояния между болтами.

Согласно расчетной схеме (рис.5), изгибающий момент на участке головки AB равен

$$M_1 = M_0 + 0,5N_0c(1 - \cos \varphi) - 0,5P_{jp}c \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi, \quad (12)$$

$$N_1 = N_0 \cos \varphi + P_{jp} \left[0,5 \sin \varphi - \frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \right]; \quad (12a)$$

а на участке BC

$$M_2 = M_0 + 0,5N_0c(1 - \cos \varphi) - 0,5P_{jp}c \left(\sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \cos \varphi \right), \quad (13)$$

$$N_2 = N_0 \cos \varphi + P_{jp} \left[0,5 \sin \varphi - \frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \right] \quad (13a)$$

где $c = 0,065$ м – расстояние между болтами, которые принимают за средний диаметр головки; M_0 и N_0 – изгибающий момент и продольная сила в сечении AA , которые, если рассматривать головку как брус малой кривизны, защемленный в сечении CC , определяются по формулам:

$$N_0 = P_{jp} (0,522 - 0,003\alpha_0) = 15689,4(0,522 - 0,003 \cdot 41) = 6260 \text{ Н}, \quad (14)$$

$$\begin{aligned}
M_0 &= 0,5P_{jp}c(0,0127 + 0,00083\alpha_0) = 0,5 \cdot 15689,4 \cdot 0,065(0,0127 + 0,00083 \cdot 41) = \\
&= 23,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

(15)

В формулах (12) и (13) значения φ подставляются в радианах, а в формулах (14) и (15) α_0 – в градусах.

Определим момент M_2 и силу N_2 в сечении $C-C$ (см. рис. 5, приняв $\alpha_0 = 41$, $\varphi = 131^\circ$). Подставив значения величин, входящих в уравнение (13) и (13,а), получим $M_2 = 14,77$ Н·м,

$$N_2 = 6903,35 \text{ Н.}$$

Напряжения в произвольном сечении на участках AB и BC (включая угол заделки) определяется по формуле

$$\sigma = \pm \frac{N}{F + F_{\text{вк}}} \pm \frac{M}{W(1 + \frac{I_{\text{вк}}}{I})}, \quad (16)$$

В сечении $C-C$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{6903,35}{0,000196 + 0,0000415} + \frac{14,77}{2,37 \cdot 10^{-7} \left(1 + \frac{1,05 \cdot 10^{-11}}{8,6 \cdot 10^{-10}} \right)} = 90,64 \text{ МПа}$$

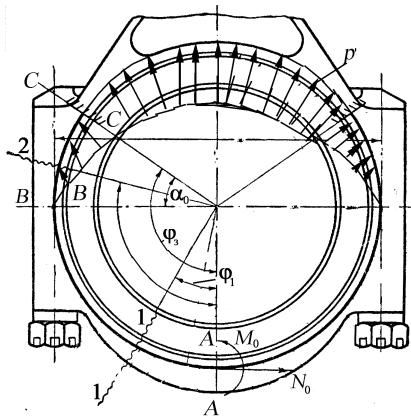


Рис. 6. Расчетная схема для определения напряжений в кривошипной головке шатуна при сжатии

Для расчета от сжимающей силы воспользуемся расчетной схемой на рис. 2, а. При угле заделки $\varphi_3 = 131^\circ$ из графика на рис. 4 находим значения

$$M_0 = -0,005 P_{\text{сж}} \cdot 0,5c =$$

$$= 0,005 \cdot 57826,35 \cdot 0,5 \cdot 0,065 = 9,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$N_0 = 0,0085 P_{\text{сж}} = 0,0085 \cdot 57826,35 = 491,52 \text{ Н.}$$

Момент и продольная сила на участке AB равен

$$M_1 = M_0 + 0,5 N_0 c (1 - \cos \varphi); \quad (17)$$

$$N_1 = N_0 \cos \varphi; \quad (18)$$

на участке BC

$$M_2 = M_0 + 0,5 N_0 c (1 - \cos \varphi) - P_{\text{сж}} c \left(0,5 \sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) \quad (19)$$

$$N_2 = P_{\text{сж}} \left(0,5 \sin \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) + N_0 \cos \varphi. \quad (20)$$

Определим момент M_2 и силу N_2 в сечении $C-C$ (см. рис. 6, приняв $\alpha_0 = 41^\circ$, $\varphi = 131^\circ$). Подставив значения величин, входящих в уравнение (19) и (20), получим $M_2 = -25,12 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $N_2 = 1850,4 \text{ Н}$.

$$\sigma_{\text{изг}} = - \frac{1850,44}{0,000196 + 0,0000415} - \frac{25,93}{2,37 \cdot 10^{-7} \left(1 + \frac{1,05 \cdot 10^{-11}}{8,6 \cdot 10^{-10}} \right)} = -112,51 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{90,64 + 112,51}{2} = 101,58 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{90,64 - 112,51}{2} = -10,93 \text{ МПа}$$

$$n_\sigma = \frac{450}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} 101,58 + 0,18 \cdot 10,93} = 3,16 \text{ Мпа.}$$

Запас прочности в заделке обеспечивает надежность шатуна. Обычно расчет шатуна проводят в среднем сечении.

Расчет шатунных болтов. Исходные данные. Расчет усилия затяжки шатунного болта для серийного шатуна проведем при следующих исходных данных: массы – поршня – 0,645 кг; поршневого пальца – 0,241 кг; поршневые кольца – 0,1 кг; шатун – 0,950 кг; массы, разнесенные по головкам – $m_1 = 0,330$ и $m_2 = 0,620$ кг. Максимальная частота вра-

щения холостого хода $n_{\text{хх}}=3800 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega=397,73 \text{ мин}^{-1}$). Длина шатуна $l= 0,136 \text{ м}$; радиус кривошипа $r= 0,046 \text{ м}$; $\lambda = r/ l = 0,338$. Масса крышки кривошипной головки шатуна – $0,210 \text{ кг}$.

Расчет усилия затяжки. Крышка шатуна нагружается в ВМТ в начале такта впуска силой инерции поступательно движущихся и вращающихся масс шатуна, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки:

$$P_{jp} = -[(m_{nz} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]\omega^2 r, \quad (21)$$

где $m_{\text{пр}}= 0,986 \text{ кг}$ – масса поршневой группы

Подставив значения исходных величин в (21), получим $P_{jp} = 15689,43 \text{ Н}$.

На один шатунный болт приходится нагрузка $P_{jpb} = 7844,86 \text{ Н}$.

Приняв коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi=0,18$, а коэффициент запаса плотности стыка $\nu= 3$, найдем усилие затяжки болта, которое обеспечит заданный коэффициент запаса:

$$Q_0 = \nu(1 - \chi)P_{jpb} = 3(1 - 0,18) \cdot 7844,86 = 19431,19 \text{ Н}.$$

Найдем усилие R , необходимое для деформирования вкладышей, имеющих выступание в среднем $\Delta h=0,025 \dots 0,03 \text{ мм}$

$$R = \Delta h \cdot \frac{EF}{\pi r}, \quad (22)$$

где $E=1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – модуль упругости материала основания вкладыша;
 $F=0,415 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения вкладыша ($23,83 \cdot 1,74 \text{ мм}^2$);
 $r = 0,02479 \text{ м}$ – средний радиус вкладыша.

Подставив исходные данные в (22) получим $R= 3038,9 \text{ Н}$.

Общее усилие на болт равно

$$Q = Q_0 + R = 22470 \text{ Н}.$$

Если взять достаточно приближенную формулу (в сторону завышения) для определения момента затяжки в виде

$$M_3 = kQd, \quad (23)$$

где $k = 0,08 \dots 0,2$ – безразмерный коэффициент; $d = 0,010 \text{ м}$ – наружный диаметр резьбы, то из (23) получим $M_3=45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Заметим, что расчет брался по всем верхним предельным величинам. Если взять $\nu= 2,5$, $k = 0,18$, то $M_3=40 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

В технической документации указаны моменты затяжки $55 \dots 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Видимо наиболее правильный момент затяжки шатунного болта, при котором не произойдет деформация кривошипной головки, равен

$$M_3 = 45 \dots 55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Целесообразно проверить экспериментально действительные усилия в шатунном болте при заданном моменте затяжки от завода-изготовителя $55 \dots 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Увеличение затяжки сверх допустимого может привести к деформации опорной поверхности крышки под головку болта.

Напряжение от усилия предварительной затяжки в минимальном сечении резьбы ($d_1=0,0085 \text{ м}$, $F_1 = 56,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$) равно

$$\sigma_0 = \frac{22470}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 396 \text{ Мпа}.$$

При работе дизеля на шатунный болт действует растягивающая сила равная $0,5P_{jp} \cdot \chi = 1412,1 \text{ Н}$. Максимальная нагрузка на шатунный болт равна $1412,1 + 22470 = 23882,1 \text{ Н}$, а минимальная – 22470 Н .

Максимальные и минимальные напряжения в минимальном сечении резьбы равны

$$\sigma_{\min} = \frac{22470}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 396 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\min} = \frac{23882,1}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 421 \text{ МПа.}$$

Среднее и амплитудные напряжения равны

$$\sigma_m = \frac{421 + 396}{2} = 408,5 \text{ МПа}; \quad \sigma_a = \frac{421 - 396}{2} = 12,5 \text{ МПа.}$$

Запас прочности шатунного болта в минимальном сечении резьбы равен

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\frac{K_{\sigma}}{\beta} \sigma_a + \sigma_m} = \frac{1000}{\frac{2,5}{0,9} 12,5 + 408,5} = 1,8$$

Тема 12. (2 ч. для освоения этого материала). Расчет поршневого пальца.

Цель практических занятий – показать методы расчета поршневых пальцев.

Использовать методические пособия [1, 2] пп. 3.3.4.

РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА

На поршневой палец действует максимальная нагрузка на такте впуска от сил инерции массы поршневой группы при работе на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{jпг} = m_{пг} \omega_{xx\max}^2 r(1 + \lambda), \quad (24)$$

где $m_{пг} = 0,645 + 0,100 = 0,745$ кг; – масса поршневой группы (без массы поршневого пальца); $\omega_{xx\max} = (\pi n_{xx\max})/30 = 397,73$ 1/с – угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при максимально допустимой $n_{xx\max}$; $r = 0,046$ м – радиус кривошипа; $\lambda = r/l_{ш} = 0,338$; $l_{ш} = 0,136$ м – длина шатуна.

Кроме того, на расчетном режиме (максимального крутящего момента) на поршневой палец на такте расширения действует нагрузка:

$$P_s = P_r - P_{jпг} = (p_z - p_0)F_{п} - m_{пг} \omega^2 r(1 + \lambda), \quad (25)$$

$$P_{jn2.xx} = m_{n2} \omega_{xx}^2 r(1 + \lambda) = 0,745 \cdot (397,73)^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,338) = 7253,49 \text{ Н.}$$

где p_z – максимальное давления сгорания, (по данным завода $p_z = 9,3$ МПа); $p_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление; $F_{п} = (\pi d_n^2)/4$ – площадь поршня, $d_n = 0,095$ м – диаметр цилиндра; $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 2600/30 = 272,13$ 1/с.

Знак \approx принят потому, что по данным индицирования для дизеля ТМЗ-650 максимальное давления сгорания достигает при угле поворота коленчатого вала 10...15° после ВМТ.

$$P_r = (9,3 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot (3,14 \cdot 0,095^2)/4 = 9,2 \cdot 10^6 \cdot 0,00708 = 65178,55 \text{ Н.}$$

$$P_{jпг} = m_{n2} \omega_{M_{e\max}}^2 r(1 + \lambda) = 0,745 \cdot 272,13^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,338) = 3395,65 \text{ Н;}$$

$$P_s = 65178,55 - 3395,65 = 61782,9 \text{ Н.}$$

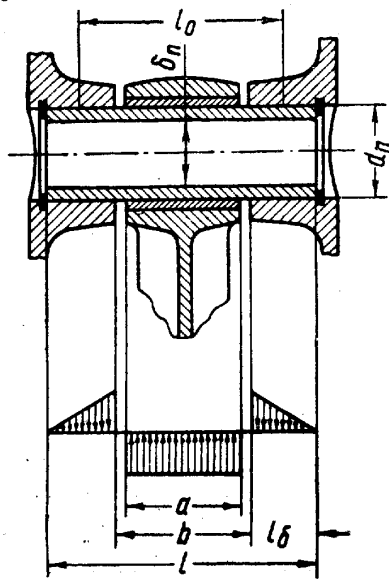


Рис. 10. Расчетная схема поршневого пальца

Основным критерием при оценке износостойкости пальца являются удельные нагрузки на втулку шатуна $q_{ш}$ и на бобышки поршня q_6 (рис. 10). Для поршневого пальца дизеля ТМЗ-650Д по данным завода размеры следующие: $l = 0,077$ м; $b = 0,03$ м; $\delta_n = 0,016$ м; $a = 0,027$ м; $d_n = 0,028$ м; $l_6 = 0,0236$ м.

Удельная нагрузка пальца на втулку шатуна

$$q_{ш} = \frac{P_s}{ad_n}; \quad \text{или} \quad q_{ш} = \frac{P_{jпр}}{ad_n} \quad (26)$$

где P_s – суммарная сила давления газов при сгорании и сил инерции от массы поршневой группы на расчетном режиме; $P_{jпр}$ – сила инерции в ВМТ от массы поршневой группы на режиме $n_{ххmax}$; a – длина втулки; d_n – диаметр пальца.

Подставив в (26), получим

$$q_{ш.г.} = \frac{61782,9}{0,027 \cdot 0,028} \cdot 10^{-6} = 81,7 \text{ МПа};$$

$$q_{ш.ж} = \frac{7253,49}{0,027 \cdot 0,028} \cdot 10^{-6} = 9,5 \text{ МПа}.$$

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей максимальные значения удельных давлений $q_{ш} = 20 \dots 40$ МПа, тракторных – $60 \dots 90$ МПа.

Удельная нагрузка пальца на бобышку

$$q_6 = \frac{P_z - P_{jпр}}{2l_6 d_n} = \frac{61782,9}{2 \cdot 0,0236 \cdot 0,028} \cdot 10^{-6} = 46,75 \text{ МПа};$$

$$\text{или} \quad q_{ш} = \frac{P_{jпр}}{2l_6 d_n} = \frac{7253,49}{2 \cdot 0,0236 \cdot 0,028} \cdot 10^{-6} = 5,5 \text{ МПа}, \quad (4)$$

где l_6 – рабочая длина бобышки (см. рис. 10).

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_6 = 15 \dots 35$ МПа, тракторных – $40 \dots 60$ МПа.

Максимальной расчетной нагрузкой для пальца является усилие, с которым палец прижимается к бобышкам поршня (или на такте впуска по формуле (24) или на такте расширения – по (25)).

Под действием нагрузки в пальце возникают напряжения от изгиба, среза и овализации (последнее только для плавающих пальцев) (рис. 11). При определении напряжений изгиба возможны затруднения в выборе схемы нагружения пальца. Р. С. Кинашвили рекомендует определять максимальные напряжения изгиба пальца как балки с нагрузкой, изображенной на рис. 11 и 12.

Для данной схемы нагрузки напряжения изгиба (в центре поршневого пальца)

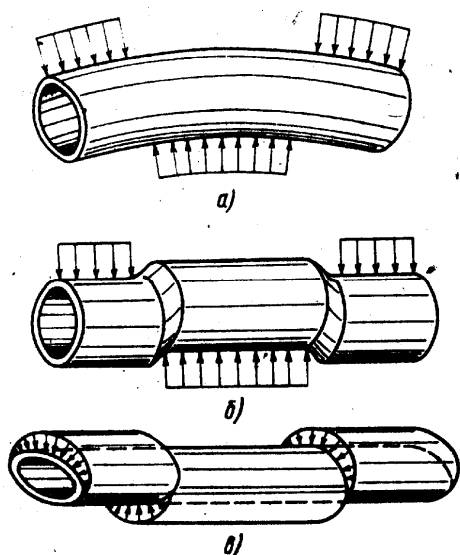


Рис.11. Виды деформаций поршневого пальца: а – изгиб в продольном направлении; б – срез; в – овализация

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1 - \alpha^4)}, \quad (27)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{jn2}(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1 - \alpha^4)} = \frac{7253,5(0,077 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,027)}{1,2 \cdot 0,028^3(1 - 0,5714^4)} = 29,74 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_s(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_{\Pi}^3(1 - \alpha^4)} = \frac{-61782,9(0,077 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,027)}{1,2 \cdot 0,028^3(1 - 0,5714^4)} = -253,3 \text{ МПа},$$

где $\alpha = \delta_{\Pi} / d_{\Pi} = 0,016 / 0,028 = 0,5714$; P – сила на расчетном режиме (по зависимостям (24) или (25)).

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{\Pi} = 250 \dots 500$ МПа.

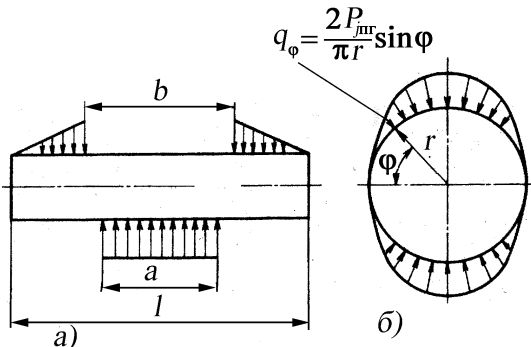


Рис. 12. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от сил инерции P_{jn2} : а – при расчете на изгиб и срез; б – при расчете на овализацию

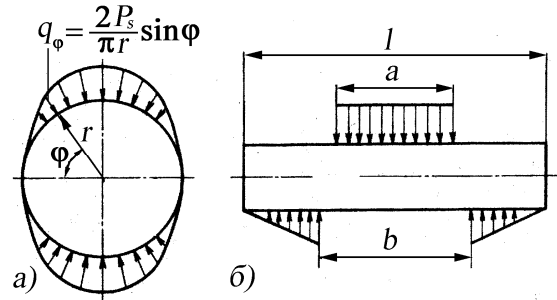


Рис. 13. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от суммарных сил P_s : а – при расчете на овализацию; б – при расчете на изгиб и срез

По формуле (27) определяется напряжения σ_{\max} и σ_{\min} , далее амплитудные и средние напряжения, а также запас прочности при переменных напряжениях.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{29,74 + 253,34}{2} = 141,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{29,74 - 253,34}{2} = -111,8 \text{ МПа};$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

где $\sigma_{-1} = 450$ МПа – предел выносливости при симметричном цикле; $K_{\sigma} = 1$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\beta = 1$ – коэффициент обработки поверхности; $\varepsilon_{\sigma} = 0,9$ – коэффициент влияния абсолютных размеров; $\psi_{\sigma} = 0,18$ – коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на выносливость.

$$n_{\sigma} = \frac{450}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} 141,5 - 0,18 \cdot 111,8} = 3,28$$

Максимальная срезающая сила действует на палец в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и втулки шатуна. Максимальное касательное напряжение для этих сечений в нейтральной плоскости балки

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{\Pi}^2(1 - \alpha^2)}. \quad (28)$$

$$\tau = \frac{0,85P_{jnz}(1+\alpha+\alpha^2)}{d_n^2(1-\alpha^2)} = \frac{0,85 \cdot 7253,5(1+0,5714+0,5714^2)}{0,028^2(1-0,5714^2)} = 22,2 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{0,85P_s(1+\alpha+\alpha^2)}{d_n^2(1-\alpha^2)} = \frac{0,85 \cdot 61782,9(1+0,5714+0,5714^2)}{0,028^2(1-0,5714^2)} = 188,8 \text{ МПа}.$$

Для пальцев автомобильных двигателей напряжения $\tau=120\dots250$ МПа.

Максимальная овализация поршневого пальца или увеличение его диаметра в направлении, перпендикулярном к плоскости действия нагрузки, наблюдается на среднем участке пальца на длине около $0,2l$ и определяется по формуле

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k \quad (29)$$

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P_{jnz}}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k = \frac{0,09 \cdot 7253,5}{0,077 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{1+0,5714}{1-0,5714} \right)^3 \cdot 1,42 = 0,00003,$$

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P_s}{lE} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 k = 0,000025.$$

Где k – поправочный коэффициент

$$k = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 = 1,42 \quad (30)$$

l – длина пальца; E – модуль упругости материала пальца.

Максимальная овализация $\Delta d_{\max} = 0,001d_n = 0,001 \cdot 0,028 = 0,000028$.

В результате овализации поперечных сечений в пальце возникают напряжения изгиба. Для характерных точек сечения пальца 1, 2, 3 и 4 (рис. 11) их определяют по следующим формулам.

На внешней поверхности пальца в точке 1

$$\sigma_{\alpha\varphi=0} = \frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_1. \quad (31)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2

$$\sigma_{i\varphi=0} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_2. \quad (32)$$

На внешней поверхности пальца в точке 3

$$\sigma_{\alpha\varphi=90^\circ} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{1}{1-\alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_3. \quad (33)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 4

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_4. \quad (34)$$

На рис. 14 приведены значения функций η и коэффициента k в зависимости от α , а на рис. 15 – эпюры напряжений σ_a и σ_i возникающих вследствие овализации. Из рис. 14 видно, что для всех значений α величина η_2 является максимальной. Однако она определяет напряжения сжатия, которые менее опасны, чем напряжения растяжения. Необходимо отметить, что нецементированная внутренняя поверхность пальца испытывает напряжения растяжения, вызванные термохимической обработкой его наружной поверхности. В точке 2 они частично уравниваются напряжением от газовой нагрузки, а в точке. 4 напря-

жения суммируются. Поэтому напряжения от оваллизации оцениваются главным образом по уравнению (34).

Точка 2

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= -23,87 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\min} &= -203,35 \text{ МПа}; \\ \sigma_a &= \frac{-23,87 + 203,35}{2} = 89,74 \text{ МПа}; \\ \sigma_m &= \frac{-23,87 - 203,35}{2} = -113,61 \text{ МПа}; \\ n_\sigma &= \frac{450}{\frac{1}{0,9 \cdot 1} 89,74 + 0,18 \cdot 113,61} = 3,75 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Минимальный запас прочности 2.

Приведенные эпюры напряжений построены по следующим зависимостям:

для внешней поверхности

$$\sigma_a = \frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r+h}{h(2r+h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] k; \quad (35)$$

для внутренней поверхности

$$\sigma_a = -\frac{Pr}{hl} \left[2 \frac{6r-h}{h(2r-h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] k, \quad (36)$$

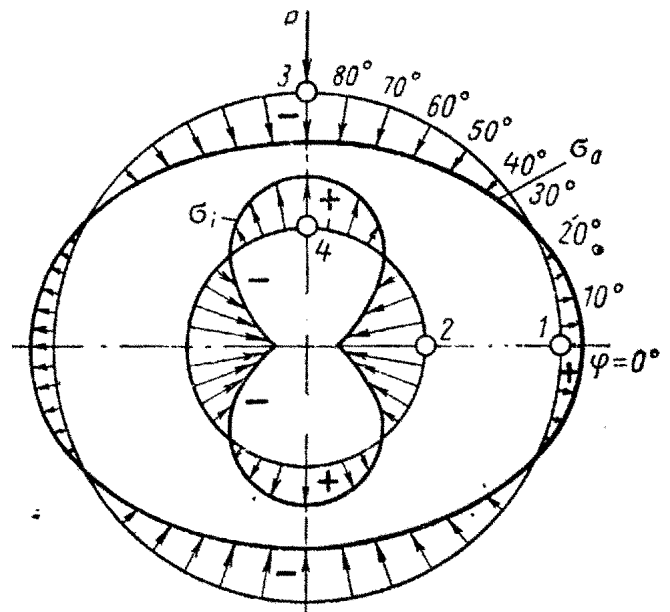
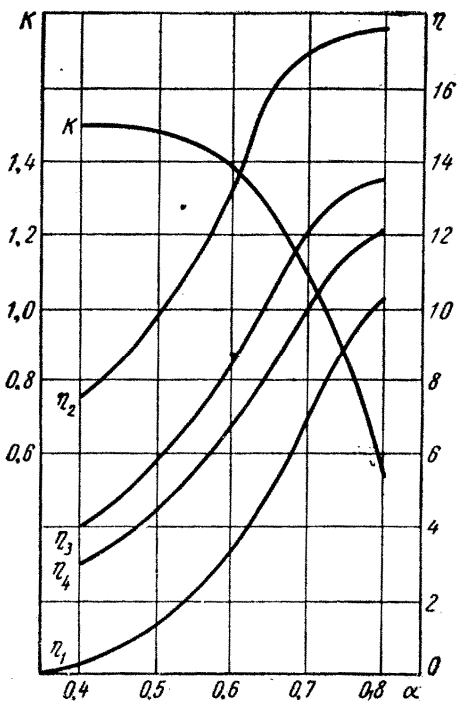


Рис. 14. Значения величин $k, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$

Рис. 15. Эпюры напряжений от оваллизации пальца

где h – толщина стенки пальца; $h = \frac{d_n - \delta_n}{2} = d_n \frac{1 - \alpha}{2}$; $r = d_n / 2$; f_1 и f_2 – безразмерные функции, зависящие от угла φ (в радианах);

$$f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi; \quad (37)$$

$$f_2 = f_1 - 0,406. \quad (38)$$

Эквивалентное напряжение $\sigma_{i\max} = 192,5$ МПа.

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей эквивалентное напряжение $\sigma_{i\max} = 120...200$ МПа.

На рис. 15 показано эпюра напряжений от овализации при действии нагрузки P_s , а при действии силы $P_{плг}$ характер эпюры будет аналогичный, только сила будет действовать снизу. Однако в т. 4 напряжение σ_i также будет положительным.

Рекомендуемые запасы выносливости $n \geq 2$. Запасы прочности достаточные.

8 семестр

Тема 13. (2 ч. для освоения этого материала). Определение проходного сечения горловины и хода впускного клапана поршневого двигателя - 2 час.

Цель практических занятий – показать методы определения проходного сечения горловины и хода впускного клапана поршневого двигателя.

Использовать методические пособия [1, 3-5.]. Расчет можно проводить в такой последовательности.

Определение проходных сечений горловины впускного клапана и его хода

Проходное сечение клапана $f_{кл}$ равно площади боковой поверхности усеченного конуса с основаниями d_Γ и d_1 и образующей h' (рис. 16), где d_Γ и d_1 – диаметры горловины и тарелки впускного клапана соответственно,

$h' = h \cdot \cos\gamma$, h – ход клапана, γ – угол фаски клапана.

$$f_{кл} = \frac{\pi h'}{2} (d_\Gamma + d_1),$$

а с учетом того, что $h' = h \cdot \cos\gamma$, $e = h' \cdot \sin\gamma$

$$f_{кл} = \frac{\pi h'}{2} (2d_\Gamma + 2e) = \pi h (d_\Gamma \cos\gamma + h \sin\gamma \cos^2\gamma)$$

Поскольку второе слагаемое очень мало, им можно пренебречь, тогда

$$f_{кл} = \pi h d_\Gamma \cos\gamma,$$

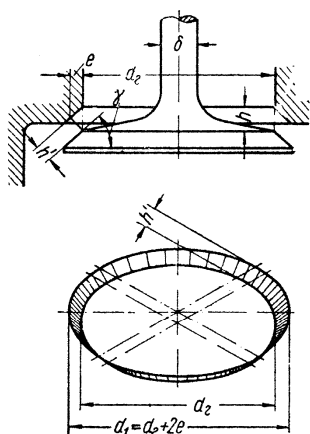


Рис. 16. Схема проходного сечения клапана

что и подтверждает вывод: чем меньше угол фаски клапана, тем на меньшую величину надо открыть клапан для получения необходимого проходного сечения. За этим следует решение о преимуществах применения впускных клапанов с фаской 30° , так как при уменьшении хода клапана в конечном итоге снижаются ускорение и сила инерции, действующая на клапан, а это позволяет применить пружину клапана с меньшей жесткостью. На выпускных клапанах угол фаски 30° использовать нельзя, так как вследствие малой массы металла в фаске она будет обгорать. В то же время применение впускных клапанов с фаской 45° оправдано их хорошей обтекаемостью, способствующей уменьшению

потерь на впуске. При выборе величины угла фаски необходимо учитывать эти противоречивые факторы.

Достаточность проходного сечения горловины впускного канала головки цилиндров определяется из условия неразрывности потока свежего заряда, движущегося с первой условной скоростью $V' = 40 \dots 80$ м/с. Условность скорости заключается в допущении, что клапан в горловине отсутствует.

$$V' f_{\Gamma} i_{\text{кл}} = C_{\text{п}} F_{\text{п}},$$

где f_{Γ} – площадь горловины; $i_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов на один цилиндр; $C_{\text{п}}$ – средняя скорость поршня, $C_{\text{п}} = Sn/30$; S – ход поршня; n – частота вращения; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня; откуда:

$$f_{\Gamma} = \frac{C_{\text{п}} F_{\text{п}}}{V' i_{\text{кл}}}.$$

Необходимая величина хода клапана $h_{\text{кл max}}$ рассчитывается также из условия неразрывности потока, движущегося со второй условной скоростью $V'' = 70 \dots 90$ м/с. Скорость условная, так как вводится допущение, что клапан постоянно открыт на максимальную величину.

$$V'' i_{\text{кл}} f_{\text{кл max}} = C_{\text{п}} F_{\text{п}},$$

или

$$V'' i_{\text{кл}} \pi h_{\text{кл max}} d_{\Gamma} \cos \gamma = C_{\text{п}} F_{\text{п}},$$

откуда

$$h_{\text{кл max}} = \frac{C_{\text{п}} F_{\text{п}}}{V'' i_{\text{кл}} \pi d_{\Gamma} \cos \gamma}.$$

По статистическим данным $h_{\text{кл max}} = (0,18 \dots 0,3) d_{\Gamma}$, меньшие значения – при угле фаски 30° , большие – 45° .

Кроме указанных факторов (f_{Γ} , $h_{\text{кл max}}$), на проходное сечение существенно влияют фазы газораспределения: чем больше продолжительность открытого состояния клапана, тем больше средняя высота подъема клапана **за такт**.

Интегральным показателем пропускной способности клапана является его время – сечение $F_{\text{кл}}$:

$$F_{\text{кл}} = \int_{t_1}^{t_2} f_{\text{кл}} dt,$$

определяемое при расчете профиля безударного кулачка (файл – *rflb* в программе расчета), где t – время.

Тема 14 и 15. (2 ч. для освоения этого материала). Построение профиля безударного кулачка. Построение характеристики пружины клапана и определение ее параметров. Расчет пружины клапана на прочность и на резонанс

Цель практических занятий – показать методы построения профиля безударного кулачка и построение характеристики пружины клапана и определение ее параметров. Провести расчет пружины клапана на прочность и на резонанс.

Использовать методические пособия [1, 3-5.]. Расчет можно проводить в такой последовательности.

Расчёт безударного профиля кулачка

Расчёт безударного профиля кулачка выполнен на компьютере Pentium-100 по программе RFKLB.

Расчёт пружин клапана

Для увеличения надёжности и уменьшения габаритов пружинного узла предусматриваем по две пружины на каждый клапан. Задаёмся распределением нагрузки между внешней и внутренней пружинами по 50 %.

Расчёт наружной пружины

Максимальная сила упругости пружины:

$$P_{\text{пр max}} = 0,50 \cdot k \cdot m_{\text{мгр}} \cdot j_{\text{max}} = 0,50 \cdot 1,5 \cdot 0,160 \cdot 1942,4 = 233,1 \text{ Н,}$$

где $k = 1,5$ - коэффициент запаса.

Жёсткость пружины:

$$C = P_{\text{пр max}} / f_{\text{max}} = P_{\text{пр 0}} / f_0 = P_{\text{пр max}} / (2 h_{\text{кл max}}) = 233,1 / (2 \cdot 10,5) = 11,1 \text{ Н/мм.}$$

Тогда:

$$P_{\text{пр 0}} = P_{\text{пр max}} / 2 = 233,1 / 2 = 116,55 \text{ Н;}$$

$$f_0 = f_{\text{max}} / 2 = h_{\text{кл max}} = 10,5 \text{ мм; } f_{\text{max}} = h_{\text{кл max}} \cdot 2 = 21,0 \text{ мм.}$$

Диаметр пружинной проволоки:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi [\tau]}} \cdot \chi = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{233,1 \cdot 0,028}{3,14 \cdot 560 \cdot 10^6}} \cdot 1,2 = 0,0033 \text{ м,}$$

где $\chi = (D_{\text{пр}}/d + 0,5)/(D_{\text{пр}}/d - 0,75) = 1,2$ – принятый коэффициент, учитывающий срез витков и неравномерность напряжений по сечению витка.

Принимаем $d = 3,5$ мм. Уточняем χ :

$$\chi = (28/3,5 + 0,5)/(28/3,5 - 0,75) = 1,17.$$

Касательные напряжения в пружине:

$$\tau = \frac{M}{W_{\tau}} = \frac{8 \cdot P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi d^3} \cdot \chi = \frac{8 \cdot 233,1 \cdot 0,028}{3,14 \cdot 0,0035^3} \cdot 1,17 \cdot 10^{-6} = 453,8 \text{ МПа.}$$

Расчёт пружины на усталость:

Минимальные и максимальные напряжения:

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{расч}} = 453,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = 0,5 \cdot \tau_{\text{расч}} = 0,5 \cdot 453,8 = 226,9 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (453,8 + 226,9) / 2 = 340,35 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (453,8 - 226,9) / 2 = 113,45 \text{ МПа}.$$

Запас сопротивления усталости:

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{400}{\frac{113,45}{1,0} + 0,2 \cdot 340,35} = 2,20 [1,2 \dots 2,2],$$

где $\varepsilon_{\tau} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий масштабный эффект при кручении;

$\psi_{\tau} = 0,2$ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости при кручении.

Число рабочих витков пружины:

$$i_{\text{раб}} = \frac{G \cdot d^4 \cdot f_{\max}}{8P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}^3} = \frac{0,8 \cdot 10^5 \cdot 3,5^4 \cdot 21,0}{8 \cdot 233,1 \cdot 28^3} = 6,16,$$

где $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль упругости второго рода

Число полных витков пружины:

$$i_{\text{полн}} = i_{\text{раб}} + 2 = 6,16 + 2 = 8,16.$$

Шаг пружины:

$$t = d + \Delta_{\min} + (f_{\max} / i_{\text{раб}}) t = 3,5 + 0,7 + (21,0 / 6,16) = 7,61 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\min} = 0,7 \text{ мм}$ - наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

Проверка пружины на резонанс:

Частота собственных свободных колебаний:

$$n_c = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot d}{i_{\text{раб}} \cdot D^2} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 3,5}{6,16 \cdot 28^2} = 15726,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения распределительного вала:

$$n_p = n_{xx} / 2 = 5500 \cdot 1,1 / 2 = 3025 \text{ мин}^{-1}.$$

Условия нормальной работы пружины:

$$(n_c / n_p) = 15726,5 / 3025 = 5,20;$$

$$(n_c / n_p) \neq 1, 2, 3, 4, 5, \dots$$

Расчёт внутренней пружины

Максимальная сила упругости пружины:

$$P_{\text{пр max}} = 0,50 \cdot k \cdot m_{\text{мгп}} \cdot j_{\text{max}} = 0,5 \cdot 1,5 \cdot 0,160 \cdot 1942,4 = 233,1 \text{ Н,}$$

где $k = 1,5$ - коэффициент запаса.

Жёсткость пружины:

$$C = P_{\text{пр max}} / f_{\text{max}} = P_{\text{пр 0}} / f_0 = P_{\text{пр max}} / (2 \cdot h_{\text{кл max}}) = 233,1 / (2 \cdot 10,5) = 11,1 \text{ Н/мм.}$$

Тогда:

$$P_{\text{пр 0}} = P_{\text{пр max}} / 2 = 233,1 / 2 = 166,55 \text{ Н;}$$

$$f_0 = f_{\text{max}} / 2 = h_{\text{кл max}} = 10,5 \text{ мм; } f_{\text{max}} = h_{\text{кл max}} \cdot 2 = 21,0 \text{ мм.}$$

Диаметр пружинной проволоки:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi [\tau]}} \cdot \chi = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{233,1 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 560 \cdot 10^6}} \cdot 1,2 = 0,0029 \text{ м,}$$

где $\chi = (D_{\text{пр}}/d + 0,5)/(D_{\text{пр}}/d - 0,75) = 1,2$ – принятый коэффициент, учитывающий срез витков и неравномерность напряжений по сечению витка.

Принимаем $d = 3,0$ мм. Уточняем χ :

$$\chi = (20/3,0 + 0,5)/(20/3,0 - 0,75) = 1,21.$$

Касательные напряжения в пружине:

$$\tau = \frac{M}{W_{\tau}} = \frac{8 \cdot P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi d^3} \cdot \chi = \frac{8 \cdot 233,1 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,003^3} \cdot 1,21 \cdot 10^{-6} = 532,3 \text{ МПа.}$$

Расчёт пружины на усталость:

Минимальные и максимальные напряжения:

$$\tau_{\text{max}} = \tau_{\text{расч}} = 532,3 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{min}} = 0,5 \cdot \tau_{\text{расч}} = 0,5 \cdot 532,3 = 266,1 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\tau_m = (\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}) / 2 = (532,3 + 266,1) / 2 = 399,2 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = (\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}) / 2 = (532,3 - 266,1) / 2 = 133,1 \text{ МПа.}$$

Запас сопротивления усталости:

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{400}{\frac{133,1}{1,0} + 0,2 \cdot 399,2} = 1,88 [1,2 \dots 2,2],$$

где $\varepsilon_{\tau} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий масштабный эффект при кручении;

$\psi_{\tau} = 0,2$ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости при кручении.

Число рабочих витков пружины:

$$i_{\text{раб}} = \frac{G \cdot d^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}^3} = \frac{0,8 \cdot 10^5 \cdot 3,0^4 \cdot 21,0}{8 \cdot 233,1 \cdot 20^3} = 9,12,$$

где $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа - модуль упругости второго рода

Число полных витков пружины:

$$i_{\text{полн}} = i_{\text{раб}} + 2 = 9,12 + 2 = 11,12.$$

Шаг пружины:

$$t = d + \Delta_{\text{min}} + (f_{\text{max}} / i_{\text{раб}}) t = 3,0 + 0,7 + (21,0 / 9,12) = 6,00 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\text{min}} = 0,7$ мм - наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

Проверка пружины на резонанс:

Частота собственных свободных колебаний:

$$n_c = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot d}{i_{\text{раб}} \cdot D^2} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 3,0}{9,12 \cdot 20^2} = 17845,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения распределительного вала:

$$n_p = n_{\text{xx}} / 2 = 5500 \cdot 1,1 / 2 = 3025 \text{ мин}^{-1}.$$

Условия нормальной работы пружины:

$$(n_c / n_p) = 17845,4 / 3025 = 5,90;$$

$$(n_c / n_p) \neq 1, 2, 3, 4, 5, \dots$$

Тема 16 и 17. (2 ч. для освоения этого материала). Обоснование расчетной схемы и расчет распределительного вала. Расчет штанги и толкателя .

Цель практических занятий – показать методы расчета распределительного вала, штанги и толкателя.

Расчёт толкателя

Изгибающий момент в толкателе от кулачка:

$$M = P_{\text{Tmax}} \cdot e = 1391,6 \cdot 0,002 = 2,8 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $e = V_T / \omega_p = 0,54 / 287,8 = 0,002 \text{ м}$,

$$\text{где } \omega_p = \pi \cdot n_p / 30 = 3,14 \cdot 2250 / 30 = 287,8 \text{ с}^{-1};$$

$P_{\text{Tmax}} = P_{j \text{Tmax}} + (P_{\text{пр}} + P_{\text{Г}})(l_k / l_T) = 722,9 + 250,7 + 418,0 = 1391,6 \text{ Н}$ – максимальная сила от выпускного клапана, действующая на кулачок,

$$\text{где } P_{j \text{Tmax}} = m_{\text{мгр}} \cdot j_{\text{max}}^+ = 0,160 \cdot 4518,1 = 722,9 \text{ Н};$$

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{пр0}} + c \cdot h_x = 116,55 \cdot 2 + 11,1 \cdot 2 \cdot 0,792 = 250,7 \text{ Н};$$

$$P_{\text{Г}} = P_b \cdot \pi \cdot d_{\text{вып}}^2 / 4 = 0,52 \cdot 3,14 \cdot 32^2 / 4 = 418,0 \text{ Н};$$

Удельное давление на боковую поверхность толкателя:

$$q = 6M / (d_T \cdot l_H^2) = 6 \cdot 2,8 \cdot 10^{-6} / (0,035 \cdot 0,025^2) = 0,768 \text{ МПа}.$$

Расчёт распределительного вала

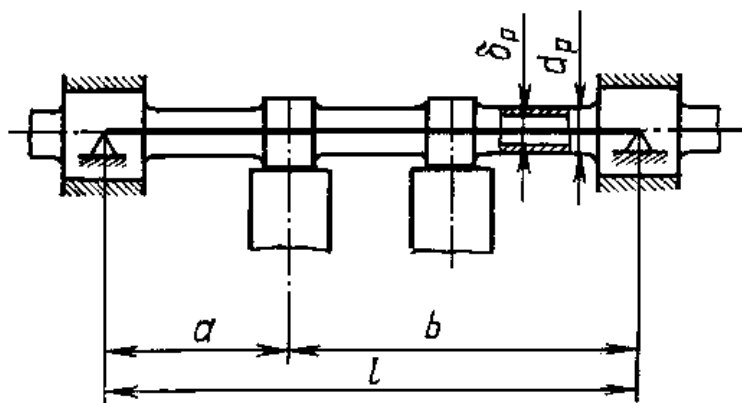


Рис. 15. Схема распределительного вала

Прогиб распределительного вала под кулачком выпускного клапана:

$$\Delta = \frac{0,8 \cdot P_{T \max} a^2 b^2}{E l (d_p^4 - \delta_p^4)} = \frac{0,8 \cdot 1391,6 \cdot 30^2 \cdot 76^2}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 106 \cdot (25^4 - 10^4)} = 0,0007 [0,05] \text{ мм.}$$

Напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{T \max} \cdot E}{b_k \cdot r_{\max}}} = 0,418 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{1391,6 \cdot 2,2 \cdot 10^{11}}{0,015 \cdot 0,07442}} = 218,9 [1200] \text{ МПа.}$$

Обычно штанга рассчитывается на устойчивость от продольного изгиба по формуле Эйлера. Критическая сила

$$P_{\text{кр}} = \pi^2 E J / l^2,$$

где J – экваториальный момент инерции сечения, $J = \pi d^4 / 64$; d – диаметр штанги; l – длина штанги; E – модуль упругости первого рода.

При этом запас устойчивости штанги $n = P_{\text{кр}} / P_{T \max} = 2 \dots 5$.

Однако, изготовить сравнительно длинную штангу без погнутости трудно, поэтому рабочими чертежами допускается погнутость $\delta = 0,1 \dots 0,2$ мм, появляется изгибающий момент $M_{\text{и}} = \delta \cdot P_{T \max}$ и напряжение изгиба $\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W_{\sigma}$, где момент сопротивления сечения $W_{\sigma} = \pi d^3 / 32$. Кроме того, действуют напряжения сжатия $\sigma_{\text{сж}} = P_{T \max} / F$, где F – площадь поперечного сечения штанги. Максимальное напряжение определяется как $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}}$.

Критическое напряжение $\sigma_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} / F$, запас устойчивости штанги $n = \sigma_{\text{кр}} / \sigma_{\text{max}} = 2 \dots 5$. Как было указано ранее, штанги оснащаются наконечниками с высокой твердостью поверхностей. Напряжение смятия толкателя и наконечника штанги

$$\sigma_{\text{см}} = 0,388 \sqrt[3]{P_{T \max} E^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2},$$

где r_1 – радиус сферической поверхности наконечника; r_2 – радиус сферы контактной поверхности толкателя. Напряжение смятия не должно превышать 2000 МПа.

Тема 17 и 18. (5 часов).

Проводится конечно-элементный анализ теплового и напряженно-деформированного состояния поршня:

- создание конечно-элементной модели – 2 часа;

- определение и задание тепловых граничных условий, расчет и анализ теплового состояния поршня – 2 часа;
определение и задание кинематических граничных условий, силовой нагрузки, расчет и анализ напряженно-деформированного состояния поршня

Тема 19. Расчет элементов системы охлаждения. – 2 часа.

Приводится пример расчета системы охлаждения.

Система охлаждения

Водяной насос

Количество тепла, отводимого от двигателя системой охлаждения:

$$Q_{\text{охл}} = 0,3 \cdot Q_0 = 0,3 \cdot 493,7 = 148,1 \text{ кДж/с},$$

где $Q_0 = N_{\text{ц}} \cdot G_{\text{T}} / 3600 = 43930 \cdot 40,46 / 3600 = 493,7 \text{ кДж/с}$ – количество тепла, выделяемого топливом за 1 секунду.

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости:

$$G'_{\text{ц}} = Q_{\text{охл}} / (\rho_{\text{ож}} \cdot c_{\text{ож}} \cdot \Delta T_{\text{ож}}) = 148,1 / (1120 \cdot 3,750 \cdot 10) = 0,0035 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_{\text{м}} = 1120 \text{ кг/м}^3$ – плотность охлаждающей жидкости;

$c_{\text{м}} = 3,750 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоёмкость охлаждающей жидкости ТОСОЛ А40М;

$\Delta T_{\text{м}} = 10 \text{ К}$ – температурный перепад в радиаторе.

Расчётная производительность насоса:

$$G_{\text{р}} = G'_{\text{ц}} / \eta_{\text{н}} = 0,0035 / 0,85 = 0,0041 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{\text{н}} = 0,85$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{G_{\text{р}} / (\pi c_1) + r_0^2} = \sqrt{0,0041 / (3,14 \cdot 1,8) + 0,01^2} = 0,029 \text{ м},$$

где $c_1 = 1,8 \text{ м/с}$ – скорость воды на входе в насос;

$r_0 = 0,01 \text{ м}$ – радиус ступицы крыльчатки.

Окружная скорость потока охлаждающей жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg} \alpha_2 \cdot \text{ctg} \beta_2} \sqrt{p_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} \eta_{\text{н}})} = \sqrt{1 + \text{tg} 10^\circ \cdot \text{ctg} 45^\circ} \sqrt{120000 / (1120 \cdot 0,65)} = 13,9 \text{ м/с},$$

где $\eta_{\text{н}} = 0,65$ – гидравлический КПД насоса;

$p_{\text{ж}} = 120000 \text{ Па}$ – принимаемый напор, создаваемый насосом;

$\alpha_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$.

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = 30u_2 / (\pi \cdot n_{\text{вн}}) = 30 \cdot 13,9 / (3,14 \cdot 4000) = 0,033 \text{ м},$$

где $n_{\text{вн}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения насоса.

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2 = 13,9 \cdot 0,029 / 0,033 = 12,2 \text{ м/с}.$$

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_p}{(2\pi r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1} = \frac{0,0041}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,029 - 4 \cdot 0,003 / \sin 8^\circ 23')} \cdot 1,8 = 0,023 \text{ м,}$$

где $z = 4$ – число лопаток на крыльчатке насоса;

$\delta_1 = 0,003$ м – толщина лопаток на входе;

$\beta_1 = \arctg(c_1/u_1) = \arctg(1,8/12,2) = 8^\circ 23'$.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{\rho_{\text{ж}} \cdot \text{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \eta_h u_2} = \frac{120000 \cdot \text{tg} 10^\circ}{1120 \cdot 0,65 \cdot 13,9} = 2,1 \text{ м/с.}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_p}{(2\pi r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r} = \frac{0,0041}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,033 - 4 \cdot 0,003 / \sin 45') \cdot 2,1} = 0,010 \text{ м,}$$

где $\delta_2 = 0,003$ м – толщина лопаток на выходе.

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{\text{вн}} = G_p \cdot p_{\text{ж}} / (1000 \cdot \eta_{\text{м}}) = 0,0041 \cdot 120000 / 1000 \cdot 0,82 = 0,6 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,82$ – механический КПД насоса.

Радиатор системы охлаждения

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = Q_{\text{охл}} / (c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}) = 148,1 \cdot 10^3 / (1000 \cdot 30) = 4,94 \text{ кг/с,}$$

где $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/(кг·К) – средняя теплоёмкость воздуха;

$\Delta T_{\text{возд}} = 30$ К – температурный перепад воздуха в решётке радиатора.

Массовый расход охлаждающей жидкости через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_p \cdot \rho_{\text{ж}} = 0,0041 \cdot 1120 = 4,59 \text{ кг/с.}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} = \frac{313 + (313 + 30)}{2} = 328,0 \text{ К,}$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313$ К – расчётная температура воздуха перед радиатором.

Средняя температура охлаждающего жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ож}} = \frac{T_{\text{ож.вх}} + (T_{\text{ож.вх}} - \Delta T_{\text{ож}})}{2} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358,0 \text{ К,}$$

где $T_{\text{ож.вх}} = 363$ К – расчётная температура охлаждающей жидкости перед радиатором.

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{K(T_{\text{ср.ож}} - T_{\text{ср.возд}})} = \frac{148,1 \cdot 10^3}{160 \cdot (358 - 328)} = 30,85 \text{ м}^2,$$

где $K = 160 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей.

Вентилятор системы охлаждения

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = p_0 \cdot 10^6 / (R_v \cdot T_{\text{ср.возд}}) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 328) = 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = G'_{\text{возд}} / \rho_{\text{возд}} = 4,94 / 1,06 = 4,66 \text{ кг/с.}$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{возд}} / \omega_{\text{возд}} = 4,66 / 25 = 0,186 \text{ м}^2,$$

где $\omega_{\text{возд}} = 25 \text{ м/с}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля.

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{F_{\text{фр.рад}} / \pi} = 2 \sqrt{0,186 / 3,14} = 0,487 \text{ м.}$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u = \phi_{\text{л}} \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} / \rho_{\text{возд}}} = 2,5 \sqrt{800 / 1,06} = 68,7 \text{ м/с,}$$

где $\phi_{\text{л}} = 2,5$ – безразмерный коэффициент для криволинейных лопастей;

$\Delta p_{\text{тр}} = 800 \text{ Па}$ – принимаемый напор, создаваемый вентилятором.

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / (\pi \cdot D_{\text{вент}}) = 60 \cdot 68,7 / (3,14 \cdot 0,487) = 2696 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \cdot \eta_{\text{вент}}) = 4,66 \cdot 800 / (1000 \cdot 0,65) = 5,7 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{вент}} = 0,65$ – КПД литого вентилятора.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ) «Конструирование двигателей»

а) Основная литература

1. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: ФОРУМ; инфра-м, 2013. – 208 с.
2. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. Владим. гос. ун-т имени А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. 2011 – 140 с.
3. . Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: ФОРУМ; инфра-м, 2015. – 324 с.
4. Гоц А.Н., Эфрос В.В. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 148 с.

5. Гоц А.Н. Анализ уравновешенности и способы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 128 с.

б) Дополнительная литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1984. 384 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985.
4. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.
5. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А. и др. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Под ред Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 208. – 496 с.

в) Программное обеспечение и Интернет-ресурсы

1. Программы расчета циклов двигателя: BENDN – бензиновых двигателей; DIZDN – дизелей; GAZDN – газовых двигателей.
2. Программа динамического расчета двигателей DINN.
3. Программный комплекс «Diesel RK». Бесплатный удаленный доступ к системе ДИЗЕЛЬ-РК <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Vozmojnosti>.
4. Перечень литературы по расчету, кинематике и динамике ДВС можно найти на сайтах: <http://www.twirpx.com/files/transport/dvs/cindyn/> ; <http://vlgu.info/files/details.php?file=27>