

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

по дисциплине «Динамика двигателей»

Цель практических занятий по всему курсу:

- научить студентов определять перемещение, скорость и ускорения поршня, а также строить по вычисленным величинам графики;
- научить студентов определять угловое качание шатуна кривошипно-шатунного механизма, а также угловые скорости и ускорения качания;
- получить навыки научно обоснованного подхода к определению уравновешенности двигателя;
- научить проводить анализ действующих в кривошипно-шатунном механизме сил и моментов и способы их уравновешивания;
- 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 удастся.

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 – 2 ч. для освоения этого материала). Кинематика кривошипно-шатунного механизма. Общие сведения. Кинематика поршня. Кинематика шатуна. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями Для самостоятельного изучения рекомендуется использовать учебное пособие [1, 6] (с. 9-29; с. 6-10).

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.

Приведем типовые задачи, которые можно предложить на практических занятиях.

Задание 1.

1. Какой путь проходит поршень при повороте кривошипа на угол 90° , если радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l=215$ мм. Чем это можно объяснить?
2. Масса шатуна составляет 0,850 кг. Длина шатуна $l=165$ мм, а расстояние от центра масс до оси поршневой головки равно $l_1=132$ мм. Если центр масс шатуна сместить на 5 мм ближе к поршневой головке, что при этом изменится? Объясните расчетом.

Задание 2.

1. При каком угле поворота кривошипа поршень достигает максимальной скорости, если радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l=215$ мм. Чем это можно объяснить?
2. Масса шатуна составляет 0,750 кг., а масса, отнесенная к оси поршневого пальца – 0,150 кг. Длина шатуна $l=145$ мм. Если центр масс шатуна сместить на 5 мм ближе к поршневой головке, что при этом изменится? Объясните расчетом.

Задание 3.

1. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l=215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n=2200$ мин⁻¹. Найти значение максимального ускорения поршня в ВМТ и НМТ. Если они отличаются, то от чего это зависит?
2. Чем объяснить, что к поршневой головке приводится не более 30 % массы шатуна? Что изменится, если мы увеличим это соотношение до 50 %? На что повлияет это в первую очередь?

Задание 4.

1. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l=215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n=2200$ мин⁻¹. Как изменятся угловое перемещение, скорость и ускорение качания шатуна, если длина шатуна уменьшится на 15 мм?
2. Найти для КШМ, имеющего относительный дезаксаж $k=0,20$, $r=46$ мм, длину шатуна $l=155$ мм, разницу в ходе поршня, скорости и ускорении его центрального КШМ, если $n=4800$ мин⁻¹?

Задание 5.

1. Найти для КШМ, имеющего относительный дезаксаж $k=0,20$, $r=46$ мм, длину шатуна $l=155$ мм, максимальное угловое отклонение шатуна при ходе поршня к НМТ и наоборот?

Задание 6.

1. Масса шатуна составляет 0,950 кг. Длина шатуна $l=185$ мм, а расстояние от центра масс до оси поршневой головки равно $l_1=148$ мм. Если центр масс шатуна сместить на 5 мм ближе к поршневой головке, что при этом изменится? Объясните расчетом.

Задание 7.

1. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n= 2000$ мин⁻¹. Как изменится угловое перемещение, скорость и ускорение качания шатуна, если длина шатуна уменьшится на 10 мм?

Задание 8.

1. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n= 2000$ мин⁻¹. Как изменится перемещение, скорость и ускорение поршня, если длина шатуна уменьшить на 10 мм?
2. При повороте кривошипа на угол 90° какой путь проходит поршень, если радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 225$ мм. Чем это можно объяснить?

Задание 9.

1. Масса шатуна составляет 0,750 кг., а масса его отнесенная к оси поршневого пальца 0,150 кг. Длина шатуна $l=145$ мм. Если центр масс шатуна сместить на 5 мм ближе к кривошипной головке, что при этом изменится? Объясните расчетом.
2. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n= 2200$ мин⁻¹. Найти значение максимального ускорения поршня в ВМТ и НМТ. Если они отличаются, то от чего это зависит?

Задание 10.

1. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n= 2000$ мин⁻¹. Как изменится угловое перемещение, скорость и ускорение качания шатуна, если длина шатуна увеличить на 10 мм?
2. При каком угле поворота кривошипа поршень достигает максимальной скорости, если радиус кривошипа $r=70$ мм; длина шатуна $l= 225$ мм. Чем это можно объяснить?

Задание 11.

1. Масса шатуна составляет 0,950 кг. Длина шатуна $l=185$ мм, а расстояние от центра масс до оси поршневой головки равно $l_1=148$ мм. Если центр масс шатуна сместить на 5 мм ближе к кривошипной головке, что при этом изменится? Объясните расчетом.

Задание 12.

2. Радиус кривошипа $r=60$ мм; длина шатуна $l= 215$ мм, коленчатый вал вращается с частотой $n= 2000$ мин⁻¹. Как изменится угловое перемещение, скорость и ускорение качания шатуна, если длина шатуна увеличится на 10 мм?

Тема 3-4. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). 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] (с. 30-43). 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 и сходных данных для расчета в файл *rr1.c*.

Ниже приведен пример определения масс и расчет сил и моментов.

1. Динамический расчет

1.1. Определение приведенных масс кривошипно-шатунного механизма

Для расчета сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движения с учетом вычисленных конструктивных параметров однорядного двигателя установим приведенные массы деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы [5]:

масса поршневой группы (литой поршень из алюминиевого сплава $m'_п = 120 \text{ кг/м}^2$)

$$m_п = m'_п F_п = 120 \cdot 0,00528 = 0,634 \text{ кг};$$

масса шатуна ($m'_ш = 130 \text{ кг/м}^2$)

$$m_ш = m'_ш F_п = 130 \cdot 0,00528 = 0,686 \text{ кг};$$

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для чугунного литого вала с полыми шатунными шейками $m'_к = 75 \text{ кг/м}^2$)

$$m_к = m'_к F_п = 75 \cdot 0,00528 = 0,396 \text{ кг};$$

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

$$m_1 = 0,25 m_ш = 0,25 \cdot 0,686 = 0,172 \text{ кг};$$

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси шатунной шейки,

$$m_2 = 0,75 m_ш = 0,75 \cdot 0,686 = 0,514 \text{ кг};$$

суммарные массы, совершающие возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_п + m_1 = 0,634 + 0,172 = 0,806 \text{ кг};$$

суммарные массы, совершающие вращательное движение,

$$m_r = m_к + m_2 = 0,396 + 0,514 = 0,91 \text{ кг}.$$

Примечание. Массы элементов кривошипно-шатунного механизма можно определить, если имеются чертежи двигателя-прототипа. Кроме того, чаще всего встречается ошибка в определении неуравновешенных масс кривошипа: шатунной шейки и щек. Между тем, линейные размеры шатунной шейки: длину $l_{ш.ш}$ и диаметр $d_{ш.ш}$ следует взять такими же, как у двигателя-прототипа. Тогда масса ее равна $m_{ш.ш} = \frac{\pi(d_{ш.ш}^2 - \delta^2)}{4} l_{ш.ш} \rho$, где δ – диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке (если оно имеется); ρ – удельная масса (для стального кованого вала $\rho = 7,95 \cdot 10^3$ кг/м³; для литого коленчатого вала из высокопрочного чугуна $\rho = (7,14 \dots 7,65) \cdot 10^3$ кг/м³). Действительную массу щеки $m_{щ}$ можно определить по эскизу, а приведенная к оси шатунной шейки масса щеки равна $(m_{щ})_r = m_{щ}(\rho_{щ}/r)$, где $\rho_{щ}$ – расстояние от центра масс щеки до оси коренных шеек коленчатого вала; r – радиус кривошипа. Поскольку $\rho_{щ} < r$, то в действительности масса двух щек будет значительно меньше, чем $m_{щ}$. Кроме того, в прототипе массы щек могут быть разными, что также необходимо учесть при расчетах.

1.2. Уравновешивание двигателя

Проектируемый двигатель однорядный с кривошипами, расположенными под углом 180° (рис. 36). Если принять, что неуравновешенные массы кривошипа, совершающие вращательное движения, $m_r = m_{к1} + m_2 = 0,91$ кг одинаковы, то центробежные силы $K_r = m_r r \omega^2 = 10,3$ кН также будут одинаковы. На рис. 32 показано направление этих сил. Они будут взаимно уравновешиваться, так как кривошипы расположены под углом 180° друг относительно друга, а центробежные силы всегда направлены от оси кривошипов. Также уравновешены моменты этих сил: пара центробежных сил первого и второго кривошипа создает момент $M_{1,2} = K_r a$, направленный по ходу часовой стрелки, а третьего и четвертого кривошипов – $M_{3,4} = K_r a$, направленный против хода часовой стрелки. Таким образом, центробежные силы и их моменты взаимно уравновешены относительно средней плоскости (т. О на рис. 1). Векторы $\vec{M}_{1,2}$ и $\vec{M}_{3,4}$ оставаясь постоянными по модулю, вращаются вместе с коленчатым валом и поэтому создают стационарный изгиб коленчатого вала кривошипов.

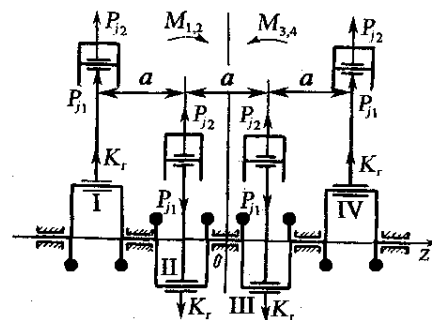


Рис.1. Уравновешивание четырехцилиндрового однорядного двигателя, коленчатый вал которого имеет кривошипы под углом 180° друг к другу с порядком работы 1-3-4-2

Для того чтобы уменьшить эту нагрузку и частично разгрузить третью коренную шейку коленчатого вала, проводим уравнивание центробежных сил в пределах одного кривошипа за счет установки противовесов на продолжение всех щек.

В пределах одного кривошипа приведенную массу противовеса $(m_{пр})_r$ определим из условия равенства центробежной силы K_r и центробежной силы двух противовесов (см. рис.1):

$$m_r r \omega^2 = 2(m_{пр})_r r \omega^2.$$

Откуда приведенная масса одного противовеса равна

$$(m_{пр})_r = m_r/2 \text{ или } m_{пр} = 0,91/2 = 0,455 \text{ кг.}$$

Для уменьшения массы коленчатого вала и двигателя в целом проводим не полное уравнивание, а только на 70 %. В итоге получаем:

$$(m_{пр})_r = 0,455 \cdot 0,7 = 0,318 \text{ кг.}$$

Силы инерции первого порядка для первого и четвертого кривошипов направлены вверх и равны:

$$\begin{aligned} P_{j1}^{(1)} = C \cos \varphi = P_{j1}^{(4)} = C \cos(\varphi + 360^\circ) = m_j r \omega^2 \cos \varphi = \\ = 0,806 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2 \cos \varphi = 9140,5 \cos \varphi \text{ Н.} \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка для второго и третьего кривошипов направлены вниз и равны

$$\begin{aligned} P_{j1}^{(2)} = C \cos(\varphi + 180^\circ) = P_{j1}^{(3)} = C \cos(\varphi + 180^\circ) = - m_j r \omega^2 \cos \varphi = \\ = -0,806 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2 \cos \varphi = -9140,5 \cos \varphi \text{ Н.} \end{aligned}$$

Силы будут равны по абсолютному значению, расположены симметрично относительно плоскости, проходящей через середину вала, перпендикулярно его оси. Поэтому сумма моментов от сил инерции первого порядка равна нулю $\sum M_{j1} = 0$. В данном случае уравнивание моментов происходит в т. O , однако в отличие от моментов центробежных сил, плоскость действия которых расположена всегда в плоскости кривошипа, момент $\sum M_{j1}$ действует всегда в плоскости цилиндров. Для четырехцилиндровых двигателей этот момент обычно остается неуравновешенным.

Определим силы инерции второго порядка для кривошипов:

- для первого $P_{j2}^{(1)} = \lambda C \cos 2\varphi = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2\varphi = 2678,17 \cos 2\varphi \text{ Н;}$
- для второго $P_{j2}^{(2)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 180^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi \text{ Н;}$
- для третьего $P_{j2}^{(3)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 180^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi \text{ Н;}$
- для четвертого $P_{j2}^{(4)} = \lambda m_j r \omega^2 \cos 2(\varphi + 360^\circ) = 2678,17 \cos 2\varphi \text{ Н.}$

Эти силы направлены вертикально в плоскости осей цилиндров и складываются, а сумма их равна

$$\sum P_{j2} = 4\lambda m_j r \omega^2 \cos 2\varphi = 4 \cdot 0,293 \cdot 9\ 140,5 \cdot \cos 2\varphi = 10712,6 \cos 2\varphi \text{ Н.}$$

Таким образом, максимальное значение равнодействующей сил инерции второго порядка равно $\sum P_{j2} = 10,713 \text{ кН}$. Эти силы инерции второго порядка неуравновешены и могут быть уравновешены лишь с помощью механизма Ланчестера (двух дополнительных валов, содержащих противовесы и вращающихся с удвоенной угловой скоростью). Момент от сил инерции второго порядка вследствие симметричности вала равен нулю $\sum M_{j2} = 0$.

1.3. 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 $M_{кр}$.

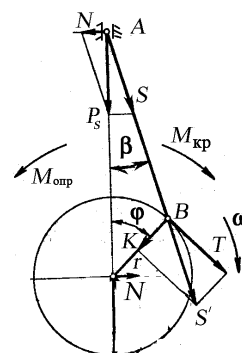


Рис. 2. Силы, действующие в КШМ: P_s – суммарная; N – боковая; K – нормальная; T – тангенциальная

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 5-6. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). Усилия, действующие на шатунные шейки кривошипа и шатунный подшипник. Усилия, действующие на коренные

шейки коленчатого вала и коренной подшипник. Определение реакций, действующих на коренные шейки.

Цель практического занятия – освоить знания, полученные на лекциях при определении усилий, действующих на коренные и шатунные шейки, а также научиться строить полярные диаграммы нагрузок.

Для освоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется учебное пособие [1], глава 2, [4, 5], глава 5.

Основные понятия, необходимые для изучения материала приведено ниже.

Усилия, действующие на шатунную шейку

На шатунную шейку кривошипа действуют силы: тангенциальная T , нормальная K и центробежная $K_{r_{ш}} = m_2 r \omega^2$, возникающая вследствие вращения (в расчетах принимается с постоянной угловой скоростью) части массы шатуна, приведенной к оси шатунной шейки.

Следовательно, результирующая сила $R_{ш.ш.}$, действующая на шатунную шейку, определяется как векторная сумма:

$$\bar{R}_{ш.ш.} = \bar{K} + \bar{T} + \bar{K}_{r_{ш}} = \bar{S} + \bar{K}_{r_{ш}}; R_{ш.ш.} = \sqrt{S^2 + K_{r_{ш}}^2}. \quad (33)$$

Так как $\bar{K} + \bar{T} = \bar{S}$, то уравнение (33) можно записать в виде

$$\bar{R}_{ш.ш.} = \bar{S} + \bar{K}_{r_{ш}}; R_{ш.ш.} = \sqrt{S^2 + K_{r_{ш}}^2}. \quad (34)$$

Геометрическое место конца вектора силы $R_{ш.ш.}$ для различных значений угла φ представляет полярную диаграмму этой силы, ориентированную относительно продольной вертикальной оси неподвижного кривошипа, вращение которого заменяется условно вращением цилиндра (или всего двигателя) в сторону, противоположную вращению коленчатого вала с угловой скоростью ω . В этом случае силы K и $K_{r_{ш}}$ всегда направлены вертикально, а T – горизонтально [1, 4, 5].

Выберем в системе прямоугольных координат вертикальную ось K с положительным направлением сверху вниз (в направлении принятого в динамике ДВС положительного направления K), горизонтальную – T с положительным направлением слева направо (рис. 10). Положительное направление осей выбрано нами в соответствии с принятыми положительными направлениями K и T . Так как сила $S = \sqrt{K^2 + T^2}$ сама представляет вектор суммы двух взаимно перпендикулярных векторов сил K и T , то для построения полярной диаграммы сил $R_{ш.ш.}$ первоначально строят полярную диаграмму силы S , откладывая в прямоугольных координатах значения слагаемых K и T для различных углов φ и

получая таким образом, соответствующие точки конца вектора S в соответствии с зависимостями (33) или (34).

Обозначив эти точки $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ и соединив их последовательно непрерывной плавной линией, будем иметь полярную диаграмму силы S с полюсом в точке O (см. рис. 10). Для получения полярной диаграммы результирующей силы $R_{ш.ш.}$ достаточно в полученной полярной диаграмме силы S полюс O переместить по вертикали на величину вектора $K_{r,ш}$ в точку $O_{ш}$ (см. рис. 10 [4, 5]).

Условная диаграмма износа строится следующим образом (рис. 11). Вычерчивается окружность, изображающая поперечное сечение шатунной шейки, и к ней прикладывают поочередно векторы сил $R_{ш.ш.}$ переносимые с полярной диаграммы. От точки приложения каждого вектора в обе стороны откладывают дуги по 60° и на их основе проводят внутри круга кольцевые полосы, высота которых пропорциональна величине соответствующей

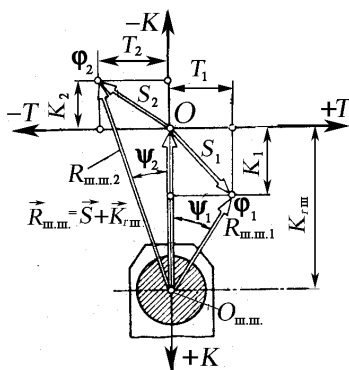


Рис. 10. Схема построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку

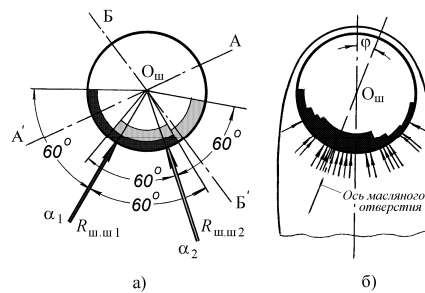


Рис. 11. Диаграмма износа шатунной шейки: а – схема построения, б – диаграмма износа

силы $R_{ш.ш.}$.

Постепенно наращиваемая суммарная для всех сил $R_{ш.ш.}$ площадь этих полос в итоге представит поле износа шатунной шейки, а внутренняя огибающая кривая этого поля – условную диаграмму износа шейки.

Условная диаграмма износа может быть построена также по точкам [1, 4, 5]. Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку коленчатого вала, делят шестью (или девятью) диаметрными лучами на равные 12 (или 18) частей (рис. 12). Вокруг шейки наносят направление векторов $R_{ш.ш.}$.

В таблицу распределения векторов по лучам в графу каждого луча вписывают величины векторов $R_{ш.ш.}$, находящихся в пределах сектора, ограниченного линиями под углом 60° в обе стороны от этого луча. Найденные для каждого суммы $R_{\Sigma i} = \sum (R_{ш.ш. \phi})_i$ откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей условный износ шейки. Диаграмма износа показывает на шейке место наименьших давлений на нее, а, значит, там должно находиться отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику.

Усилия, действующие на коренную шейку

На каждый кривошип вала действуют силы, приложенные к шатунной шейке $\bar{R}_{ш.ш.}$, а также силы инерции K_r неуравновешенных масс кривошипа m_r и противовесов $m_{пр} - K_{пр}$.

Результирующую силу $R_{к.ш}$ воздействия коренной шейки вала на коренной подшипник коленчатого вала с симметричным кривошипом, можно найти графическим сложением сил $R_{к.ш}$, K_r и $K_{пр}$ передающим от двух смежных кривошипов (рис. 13). От каждого кривошипа передается (для симметричного кривошипа) половина усилия $R_{ш.ш.}$, действующего на шатунную шейку, и половина центробежной силы $K_{рк}$. Следовательно,

$$\bar{R}_{к.ш} = 0,5\bar{R}'_{ш.ш} + 0,5\bar{K}'_{рк} + 0,5\bar{R}''_{ш.ш} + 0,5\bar{K}''_{рк} = 0,5(\bar{R}'_{к} + \bar{R}''_{к}) \quad (35)$$

Таким образом, для построения полярной диаграммы необходимо определить реакции на коренной опоре по (35) от двух соседних кривошипов. Из условия работы цилиндров можно заранее выбрать наиболее нагруженную коренную шейку. Так, например, для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 наиболее нагруженной может быть вторая или четвертая коренные опоры, в соседних цилиндрах такт расширения происходит через $\phi=180^\circ$ поворота коленчатого вала.

Если расчет ведется по программе *Dinn*¹, то в файле *уу. с.* приведены расчетные значения реакций R_x и R_y (ось x направлена слева направо, а ось y – вертикально) на каждую коренную опору коленчатого вала с учетом двух рядом расположенных кривошипов. Значения сил R_x и R_y , действующих на коренную шейку, заносим в таблицу, аналогичную на рис. 12, через $\alpha = 10^\circ$ поворота коленчатого вала. В выбранной прямоугольной системе координат по оси x откладываем R_x , а по оси y – R_y , графически определяя вектор $R_{к.ш} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$. Соединяя концы полученных векторов, получим полярную диаграмму нагрузок на коренные шейки коленчатого вала.

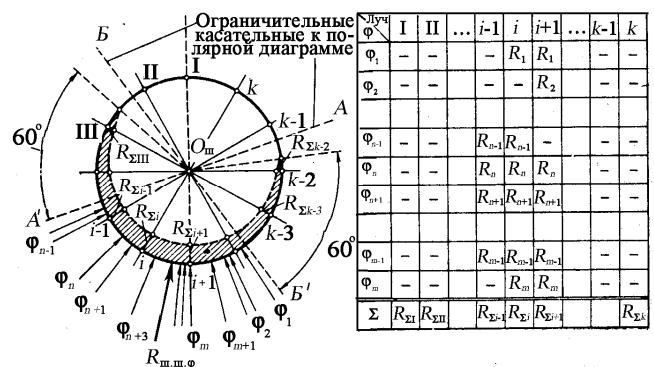


Рис. 12. Построение диаграммы износа шатунной шейки по точкам

¹ Алгоритм, по которому была составлена программа приведен в прил. 17 [4, 5].

Для построения полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки коленчатого вала с симметричными кривошипами можно также воспользоваться расчетом с помощью программы Microsoft Office Excel при известных значениях тангенциальных T_i и нормальных K_i сил в зависимости от угла поворота кривошипа (рекомендуется составить предварительно таблицу изменения этих сил), придерживаясь следующего алгоритма.

Обозначим угол между первым и i -м кривошипом γ_i , первым и $(i+1)$ -м – γ_{i+1} (рис.14). Для упрощения полученных зависимостей принимаем, что все кривошипы расположены в четвертом квадранте.

При таком положении координатных осей положительное направление тангенциальных сил T_j ($j=1\dots 2$) на каждом кривошипе – от левого и правого шатунов (в направлении вращения вала), действующих перпендикулярно плоскости кривошипа, а также сил K_j ($j=1\dots 2$), действующей в его плоскости к оси вала (см. рис. 14), создают на коренных опорах отдельно выделенного кривошипа реакции, направленные в положительном направлении выбранных нами координатных осей.

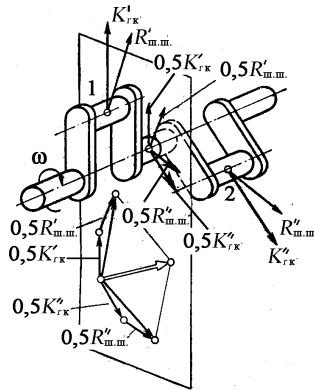


Рис. 13. Результирующая сила воздействия коренной шейки на опору

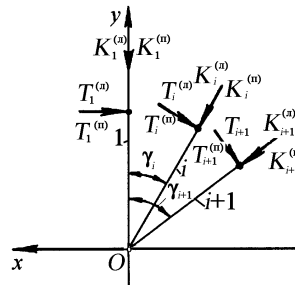


Рис. 14. Схема сил, действующих на 1-й, i -й и $(i+1)$ -й кривошипы

Реакция коренной опоры, на коренную шейку коленчатого вала, расположенную между отдельно выделенными i -м и $(i+1)$ -м кривошипами, может быть найдена как сумма реакций правой опоры i -го кривошипа и, кроме того, левой опоры $(i+1)$ -го кривошипа (примем, что кривошипы симметричные):

$$\left. \begin{aligned}
 R_x &= \left(\frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \cos \gamma_i + \left(\frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \cos \gamma_{i+1} - \\
 &\quad - \left(\frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \sin \gamma_i - \left(\frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \sin \gamma_{i+1} \\
 R_y &= \left(\frac{T_i}{2} \pm R_{i,T} \right) \sin \gamma_i + \left(\frac{T_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,T} \right) \sin \gamma_{i+1} + \\
 &\quad + \left(\frac{K_i}{2} \pm R_{i,K} \right) \cos \gamma_i + \left(\frac{K_{i+1}}{2} \pm R_{i+1,K} \right) \cos \gamma_{i+1}
 \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

где $R_{i,T}, R_{i,K}$ – реакции на правой опоре отдельно выделенного i -го кривошипа от внешних противовесов; $R_{i+1,T}, R_{i+1,K}$ – то же на левой опоре отдельно выделенного $i+1$ -го кривошипа.

После определения реакций $R_x = f_1(\varphi)$ и $R_y = f_2(\varphi)$ в соответствии с (36) полярная диаграмма и диаграмма износа строятся как и для шатунной шейки.

Тема 7-8. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). Крутящий момент многоцилиндрового двигателя и моменты, скручивающие шейки вал. Набегающие моменты. Влияние параметров кривошипно-шатунного механизма на показатели двигателя. Ударные нагрузки в кривошипно-шатунном механизме.

Цель практических занятий – закрепить знания, полученные на лекциях по определению моментов, набегающих на коренные и шатунные шейки.

Для освоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется учебное пособие [1], глава 5, [4, 5].

Необходимо, чтобы студенты освоили следующие понятия.

**Суммарный индикаторный момент двигателя и набегающие моменты на коренные и шатунные шейки
(ссылки на рис. по [4? 5])**

Суммирование моментов по кривошипам и набегающих моментов на коренные шейки необходимо производить с учетом порядка работы цилиндров и соблюдением угловых смещений $\theta = 4\pi / i$ для четырехтактного двигателя и $\theta = 2\pi / i$ для двухтактного в соответствии с углами, под которыми расположены кривошпы. На рис. 15 показано изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с углом расклинки кривошпов 180° .

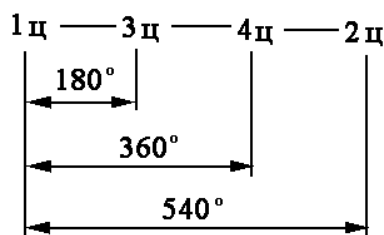


Рис. 15. Изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

Данные по величине крутящих моментов первого цилиндра можно взять из динамического расчета по программе *Dinn* или провести расчет по формулам (32) или (32а) с использованием индикаторной диаграммы. Крутящий момент от каждого цилиндра записывается в табл. 2 с учетом порядка работы цилиндров (см. рис. 15): второй цилиндр через 3π , третий – π ; четвертый – 2π (в табл. 2 значения моментов по сравнению с первым цилиндром выделены полужирным курсивом).

С учетом крутящих моментов от каждого кривошипа (см. табл. 2) в табл. 3 приведены набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала четырехцилиндрового четырехтактного двигателя. В каждый момент времени набегающий момент $M_{к.ш.}$ на вторую коренную шейку равен $M_{к.ш.2} = M_{1ц}$, где $M_{1ц}$ – крутящий момент первого цилиндра; на третью – $M_{к.ш.3} = M_{к.ш.2} + M_{2ц}$, на четвертую – $M_{к.ш.4} = M_{к.ш.3} + M_{3ц}$, а на пятую – $M_{к.ш.5} = M_{к.ш.4} + M_{4ц} = M_{кр}$.

Таблица 2

Суммарный индикаторный момент четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

φ°, ПКВ	Значение крутящего момента по цилиндрам				Суммарный $M_{кр}$ двигателя
	1	2	3	4	
	$M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{4ц}$	
	1-й	2-й	3-й	4-й	
0	M_0	M_{18}	M_{54}	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$
10	M_1	M_{19}	M_{55}	M_{37}	$M_1 + M_{19} + M_{55} + M_{37}$
20	M_2	M_{20}	M_{56}	M_{38}	$M_2 + M_{20} + M_{56} + M_{38}$
.
.
.
170	M_{17}	M_{35}	M_{71}	M_{53}	$M_{17} + M_{35} + M_{71} + M_{53}$
180	M_{18}	M_{36}	M_0	M_{54}	$M_{18} + M_{36} + M_0 + M_{54}$
190	M_{19}	M_{37}	M_1	M_{55}	$M_{19} + M_{37} + M_1 + M_{55}$
.
.
.
350	M_{35}	M_{53}	M_{17}	M_{71}	$M_{35} + M_{53} + M_{17} + M_{71}$
360	M_{36}	M_{54}	M_{18}	M_0	$M_{36} + M_{54} + M_{18} + M_0$
370	M_{37}	M_{55}	M_{19}	M_1	$M_{37} + M_{55} + M_{19} + M_1$
.
.
.
530	M_{53}	M_{71}	M_{35}	M_{17}	$M_{53} + M_{71} + M_{35} + M_{17}$
540	M_{54}	M_0	M_{36}	M_{18}	$M_{54} + M_0 + M_{36} + M_{18}$
550	M_{55}	M_1	M_{37}	M_{19}	$M_{55} + M_1 + M_{37} + M_{19}$
.
.
.
700	M_{70}	M_{16}	M_{52}	M_{34}	$M_{70} + M_{16} + M_{52} + M_{34}$
710	M_{71}	M_{17}	M_{53}	M_{35}	$M_{71} + M_{17} + M_{53} + M_{35}$
720	M_0	M_{18}	M_{54}	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$

Таблица 3

Набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

φ°, ПКВ	$M_{к.ш 2} = M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{к.ш 3} = M_{к.ш} + M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{к.ш 4} = M_{к.ш 3} + M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{к.ш 5} = M_{к.ш 4} + M_{4ц}$
0	M_0	M_{18}	$M_0 + M_{18}$	M_{54}	$M_0 + M_{18} + M_{54}$	M_{36}	$M_0 + M_{18} + M_{54} + M_{36}$
10	M_1	M_{19}	$M_1 + M_{19}$	M_{55}	$M_1 + M_{19} + M_{55}$	M_{37}	$M_1 + M_{19} + M_{55} + M_{37}$
20	M_2	M_{20}	$M_2 + M_{20}$	M_{56}	$M_2 + M_{20} + M_{56}$	M_{38}	$M_2 + M_{20} + M_{56} + M_{38}$
.
..
170	M_{17}	M_{35}	$M_{17} + M_{35}$	M_{71}	$M_{17} + M_{35} + M_{71}$	M_{53}	$M_{17} + M_{35} + M_{71} + M_{53}$
180	M_{18}	M_{36}	$M_{18} + M_{36}$	M_0	$M_{18} + M_{36} + M_0$	M_{54}	$M_{18} + M_{36} + M_0 + M_{54}$
190	M_{19}	M_{37}	$M_{19} + M_{37}$	M_1	$M_{19} + M_{37} + M_1$	M_{55}	$M_{19} + M_{37} + M_1 + M_{55}$
.
.
350	M_{35}	M_{53}	$M_{35} + M_{53}$	M_{17}	$M_{35} + M_{53} + M_{17}$	M_{71}	$M_{35} + M_{53} + M_{17} + M_{71}$
360	M_{36}	M_{54}	$M_{36} + M_{54}$	M_{18}	$M_{36} + M_{54} + M_{18}$	M_0	$M_{36} + M_{54} + M_{18} + M_0$
370	M_{37}	M_{55}	$M_{37} + M_{55}$	M_{19}	$M_{37} + M_{55} + M_{19}$	M_1	$M_{37} + M_{55} + M_{19} + M_1$
.
.
530	M_{53}	M_{71}	$M_{53} + M_{71}$	M_{35}	$M_{53} + M_{71} + M_{35}$	M_{17}	$M_{53} + M_{71} + M_{35} + M_{17}$

540	M_{54}	M_0	$M_{54}+M_0$	M_{36}	$M_{54}+M_0+M_{36}$	M_{18}	$M_{54}+M_0+M_{36}+M_{18}$
550	M_{55}	M_1	$M_{55}+M_1$	M_{37}	$M_{55}+M_1+M_{37}$	M_{19}	$M_{55}+M_1+M_{37}+M_{19}$
.
.
.
700	M_{70}	M_{16}	$M_{70}+M_{16}$	M_{52}	$M_{70}+M_{16}+M_{52}$	M_{34}	$M_{70}+M_{16}+M_{52}+M_{34}$
710	M_{71}	M_{17}	$M_{71}+M_{17}$	M_{53}	$M_{71}+M_{17}+M_{53}$	M_{35}	$M_{71}+M_{17}+M_{53}+M_{35}$
720	M_0	M_{18}	M_0+M_{18}	M_{54}	$M_0+M_{18}+M_{54}$	M_{36}	$M_0+M_{18}+M_{54}+M_{36}$

С учетом табл. 2 и 3 в табл. 4 приведен порядок вычисления набегающих моментов на примере четырехцилиндрового рядного четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1–3–4–2 с симметричными кривошипами. При этом учитывается, что крутящий момент на каждую шатунную шейку в пределах кривошипа равен половине крутящего момента данного цилиндра.

Значение крутящего момента в начале такта расширения для каждого цилиндра в табл. 4 выделено курсивом.

Таблица 4

Набегающие моменты на шатунные шейки коленчатого вала для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

φ° , ПКВ	$M_{ш.ш1} = 0,5M_{1ц}$	$M_{2ц}$	$M_{ш.ш2} = M_{к.ш2} + 0,5M_{2ц}$	$M_{3ц}$	$M_{ш.ш3} = M_{к.ш3} + 0,5M_{3ц}$	$M_{4ц}$	$M_{ш.ш4} = M_{к.ш4} + 0,5M_{4ц}$
0	0,5M₀	M_{18}	M₀ + 0,5M ₁₈	M_{54}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{54}$	M_{36}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{36}$
10	0,5M ₁	M_{19}	M ₁ + 0,5M ₁₉	M_{55}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{55}$	M_{37}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{37}$
20	0,5M ₂	M_{20}	M ₂ + 0,5M ₂₀	M_{56}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{56}$	M_{38}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{38}$
.
.
.
170	0,5M ₁₇	M_{35}	M ₁₇ + 0,5M ₃₅	M_{71}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{71}$	M_{53}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{53}$
180	0,5M ₁₈	M_{36}	M ₁₈ + 0,5M ₃₆	M₀	$M_{к.ш.3} + 0,5M_0$	M_{54}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{54}$
190	0,5M ₁₉	M_{37}	M ₁₉ + 0,5M ₃₇	M_1	$M_{к.ш.3} + 0,5M_1$	M_{55}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{55}$
.
.
.
350	0,5M ₃₅	M_{53}	M ₃₅ + 0,5M ₅₃	M_{17}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{17}$	M_{71}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{71}$
360	0,5M ₃₆	M_{54}	M ₃₆ + 0,5M ₅₄	M_{18}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{18}$	M₀	$M_{к.ш.4} + 0,5M_0$
370	0,5M ₃₇	M_{55}	M ₃₇ + 0,5M ₅₅	M_{19}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{19}$	M_1	$M_{к.ш.4} + 0,5M_1$
.
.
.
530	0,5M ₅₃	M_{71}	M ₅₃ + 0,5M ₇₁	M_{35}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{35}$	M_{17}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{17}$
540	0,5M ₅₄	M₀	M ₅₄ + 0,5M ₀	M_{36}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{36}$	M_{18}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{18}$
550	0,5M ₅₅	M_1	M ₅₅ + 0,5M ₁	M_{37}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{37}$	M_{19}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{19}$
.
.
.
700	0,5M ₇₀	M_{16}	M ₇₀ + 0,5M ₁₆	M_{52}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{52}$	M_{34}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{34}$
710	0,5M ₇₁	M_{17}	M ₇₁ + 0,5M ₁₇	M_{53}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{53}$	M_{35}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{35}$
720	0,5M₀	M_{18}	M₀ + 0,5M ₁₈	M_{54}	$M_{к.ш.3} + 0,5M_{54}$	M_{36}	$M_{к.ш.4} + 0,5M_{36}$

Как было показано выше, оно изменяется с периодом $\theta = 4\pi/4 = \pi$. Для V-образного двигателя необходимо учитывать суммарный крутящий момент, так как на одной

шатунной шейке расположены два шатуна. При изучении сил и моментов студентам выдаются типовые задания

1. Найти крутящий момент однорядного двухцилиндрового двигателя с кривошипами под углом 180° . Чему равен набегающий момент на вторую коренную шейку? Радиус кривошипа $r = 0,06$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

2. Найти крутящий момент однорядного двухцилиндрового двигателя с кривошипами под углом 360° . Чему равен набегающий момент на вторую коренную шейку? Радиус кривошипа $r=0,05$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

3. Найти крутящий момент однорядного трехцилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1-3-2. Чему равен набегающий момент на третью коренную шейку? Радиус кривошипа $r=0,07$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

4. Найти крутящий момент однорядного трехцилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1-2-3. Чему равен набегающий момент на третью коренную шейку? Радиус кривошипа $r=0,06$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

5. Найти крутящий момент однорядного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1-4-2-3. Чему равен набегающий момент на вторую коренную шейку? Нарисовать схему коленчатого вала. Радиус кривошипа $r=0,07$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

6. Найти крутящий момент однорядного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1-4-3-2. Чему равен набегающий момент на четвертую коренную шейку? Радиус кривошипа $r=0,08$ м.

φ° , пкв	Силы, кН	
	T	K
0	0	-11,501
30	-5,7	-7,280
60	-3,3	-0,927
90	+2,498	-0,736
120	+4,236	-4,112
150	+2,426	-6,051
180	0	-6,376
210	-2,426	-6,376
240	-4,236	-4,112
270	-2,665	-0,788
300	+2,488	-0,708
330	+3,534	-4,489
360	0	-2,402
370	+3,219	+14,156
390	+4,528	+5,750
420	+3,200	+0,907
450	+6,008	-1,772
480	+5,879	-5,712
510	+2,956	-7,374
540	0	-7,164
570	-2,498	-6,233
600	-4,351	-4,227
630	-2,655	-0,783
660	+3,114	-0,884
690	+5,631	-7,150
720	0	-11,501

Тема 9-10. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). Влияние параметров кривошипно-шатунного механизма на показатели двигателя. Ударные нагрузки в кривошипно-шатунном механизме. Анализ уравновешенности автомобильных и тракторных двигателей. Уравновешивание центробежных сил. Общие зависимости для анализа уравновешенности поршневых двигателей.

Цель практических занятий – закрепить знания, полученные на лекциях по уравновешиванию сил и моментов в поршневых двигателях.

Для освоения материала и самостоятельного изучения рекомендуется учебное пособие [2], глава 2, пп. 1.2, 1.3.

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 11-14. (4 недели – 4 ч. для освоения этого материала). Уравновешивание однорядных одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателей. Уравновешивание однорядных трехцилиндровых и четырехцилиндровых двигателей. Уравновешивание V-образных двухцилиндровых и четырехцилиндровых двигателей. Уравновешивание V-образных шестицилиндровых и восьмицилиндровых двигателей. Равномерность крутящего момента и равномерность хода.

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

Для закрепления материала необходимо изучить главу 2 учебного пособия [2]. На практических занятиях рекомендуется проверить знания (например, на контрольной работе) следующие задачи.

Задача 10. Для шестицилиндрового четырехтактного V-образного двигателя (угол развала 90°) с порядком работы цилиндров 1-3-2-5-4-6 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны. Изменится ли схема кривошипов при порядке работы цилиндров 1-4-2-5-3-6. Указать также угловые интервалы работы цилиндров в обоих случаях.

Задача 11. Какие силы и моменты неуравновешенны в шестицилиндровом четырехтактном V-образном двигателе с углом развала цилиндров 60° и шестью кривошипами под углом 60° друг другу. Порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6. (Примечание. Угловые интервалы составляют 120°).

Задача 12. Какие силы и моменты неуравновешенны в двухтактном шестицилиндровом однорядном двигателе с кривошипами под углом 60° . Равномерное чередование вспышек (угловые интервалы 60°) при порядке работы 1-5-3-6-2-4.

Задача 13. Какие силы и моменты неуравновешенны в четырехцилиндровом двухтактном V-образном двигателе с углом развала цилиндров 90° и с кривошипами под углом 180° . Порядок работы цилиндров 1-2-3-4 (угловые интервалы 90°).

Задача 14. Какие силы и моменты неуравновешенны в четырехцилиндровом двигателе с противоположным расположением цилиндров и кривошипами под углом 180° ($0-180^\circ-180^\circ-360^\circ$). Цилиндры 1 и 3 расположены с одной стороны коленчатого вала, а 2 и 4 – с другой.

Задача 15. Какие силы и моменты неуравновешенны в четырехцилиндровом двухтактном однорядном двигателе с кривошипами под углом 90° (порядок работы цилиндров 1-3-4-2).

Задача 16. Какие силы и моменты неуравновешенны в четырехцилиндровом двигателе с противоположным расположением цилиндров и кривошипами под углом 180° ($0-180^\circ-180^\circ-360^\circ$). Цилиндры 1 и 4 расположены с одной стороны коленчатого вала, а 2 и 3 – с другой.

Задача 17. 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 18. Для шестицилиндрового четырехтактного V-образного двигателя (угол развала 90°) с порядком работы цилиндров 1-3-2-5-4-6 нарисовать схему коленчатого вала и пока-

зять, какие силы и моменты неуравновешенны. Изменится ли схема кривошипов при порядке работы цилиндров 1-4-2-5-3-6. Указать также угловые интервалы работы цилиндров в обоих случаях.

Задача 19. 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 20. 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 21. Для оппозитного двухцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1-2 нарисовать схему коленчатого вала и показать, какие силы и моменты неуравновешенны.

Задача 22. Какие силы и моменты неуравновешенны в шестицилиндровом четырехтактном V-образном двигателе с углом развала цилиндров 60° и шестью кривошипами под углом 60° друг другу. Порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6. (Примечание. Угловые интервалы составляют 120°).

Тема 15-16. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). Расчет эквивалентной системы коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Свободные крутильные колебания. Определение частот свободных крутильных колебаний.

Цель практических занятий – закрепить знания по расчету эквивалентной схемы крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала поршневого двигателя.

Составление эквивалентной схемы крутильно-колеблющейся системы (ссылка на литературу и номера формул по учебным пособиям [4, 5])

Приведенные длины. Обычно приведенную длину колена коленчатого вала определяют по следующим полуэмпирическим формулам [4]:

а) по формуле С.П. Тимошенко, учитывающей поправки на переходы от шеек к щеке (рис. 16):

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,9h) + (l_{ш.ш} + 0,9h) \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 0,9r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}; \quad (40)$$

б) по формуле В.С. Картера, применяемой для коленчатых валов форсированных двигателей:

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,8h) + 0,75l_{ш.ш} \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 1,5r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}; \quad (41)$$

в) по формуле С.С. Зиманенко, учитывающей влияние не только переходов, но и перекрытия шеек вала:

$$l_0 = \left(l_{к.ш} + 0,6 \frac{h}{l_{к.ш}} d_{к.ш} \right) + \left(0,8 l_{ш.ш} + 0,2 \frac{b}{r} d_{к.ш} \right) \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + \frac{r}{\Phi} \cdot \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}, \quad (42)$$

где $\Phi = \sqrt{d_{ш.ш}/r}$ – коэффициент, характеризующий влияние перекрытия шеек.

г) по формуле Хельдта

$$l_0 = (l_{к.ш} + 0,4h) + 1,096 l_{ш.ш} \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{d_{ш.ш}^4 - \delta_{ш.ш}^4} + 1,284 r \frac{d_{к.ш}^4 - \delta_{к.ш}^4}{hb^3}. \quad (43)$$

Для кривошипа коленчатого вала податливость колена $1/c_k$ равна сумме податливостей коренной $1/c_{к.ш}$ и шатунной $1/c_{ш.ш}$ шеек и двух щек $2/c_{щ}$, т. е.

$$\frac{1}{c_k} = \frac{1}{c_{к.ш}} + \frac{1}{c_{ш.ш}} + \frac{2}{c_{щ}}.$$

Приведенные длины носка и хвостовика коленчатого вала, если это требуется для уточнения приведенной длины крутильно-колеблющейся системы рекомендуется вычислить по формулам, приведенным в [4].

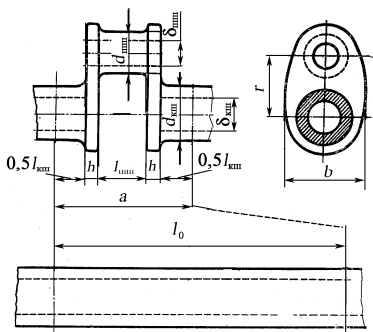


Рис. 16. Приведение длины колена вала

Приведение масс. Момент инерции коренной шейки коленчатого вала равен

$$I_{к.ш} = I_{pк.ш} l_{к.ш} \rho, \quad (44)$$

где $I_{pк.ш} = \frac{\pi d_{к.ш}^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения коренной шейки; $l_{к.ш}$ – длина коренной шейки; ρ – плотность металла коленчатого вала.

Момент инерции шатунной шейки коленчатого вала относительно его оси равен

$$\begin{aligned} I_{ш.ш} &= I_{0ш.ш} + m_{ш.ш} r^2 = I_{pш.ш} l_{ш.ш} \rho + F_{ш.ш} l_{ш.ш} \rho r^2 = \\ &= (I_{pш.ш} + F_{ш.ш} r^2) l_{ш.ш} \rho, \end{aligned} \quad (45)$$

где $I_{0ш.ш}$ – момент инерции шатунной шейки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести; $m_{ш.ш}$ – масса шатунной шейки; r – радиус кривошипа; $l_{ш.ш}$ – длина шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ – площадь поперечного сечения шейки.

Момент инерции щеки обычно определяют как алгебраическую сумму моментов инерции элементов простой формы, на которые разбивают щеку,

$$I_{щ} = \sum_{i=1}^{i=n} (I_{0i} + m_i r_i^2), \quad (46)$$

где I_{0i} – момент инерции элемента относительно оси, проходящей через его центр масс; m_i – масса элемента; r_i – радиус инерции (расстояние от центра масс элемента до оси вращения).

Момент инерции коренной шейки коленчатого вала равен

$$I_{к.ш} = I_{pк.ш} l_{к.ш} \rho, \quad (47)$$

где $I_{pк.ш} = \frac{\pi d_{к.ш}^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения коренной шейки; $l_{к.ш}$ – длина коренной шейки; ρ – плотность металла коленчатого вала.

Момент инерции шатунной шейки коленчатого вала относительно его оси в соответствии с (15) равен

$$I_{ш.ш} = (I_{pш.ш} + F_{ш.ш} r^2) l_{ш.ш} \rho, \quad (48)$$

где $I_{pш.ш}$ – момент инерции шатунной шейки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести; ρ – плотность шатунной шейки; r – радиус кривошипа; $l_{ш.ш}$ – длина шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ – площадь поперечного сечения шейки.

Зависимости (40)-(48) позволяют определить параметры приведенной крутильной системы коленчатого вала поршневого двигателя (рис. 16). На этапе проектирования некоторые параметры крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала можно определить приближенно по данным статистического анализа [9].

Для определения параметров крутильной системы на стадии проектирования введем безразмерные величины: приведенные коэффициенты жесткости кривошипов $c_{\varphi r}$, моменты инерции моторных масс I_r , моментов инерции маховиков I_{M_r} в зависимости от конструктивных параметров и основных показателей двигателя: диаметра цилиндра D , хода поршня S , среднего эффективного давления p_e , угловой скорости вращения коленчатого вала ω , номинальной мощности N_e [4, 5, 6, 7]:

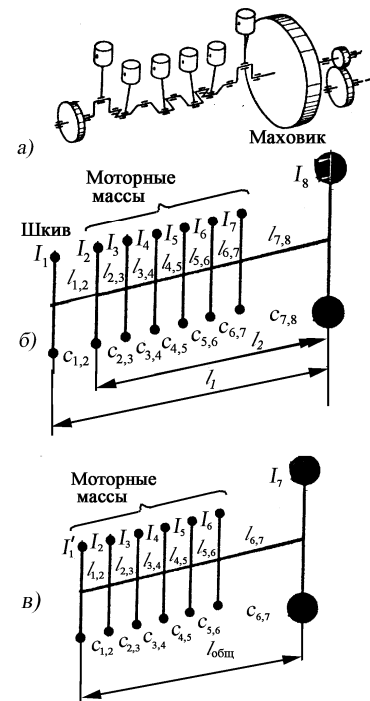


Рис. 17. Схема колеблющейся системы шестицилиндрового двигателя: а – крутильная система; б – эквивалентная восьмимассовая система; в – эквивалентная семимассовая система

$$c_{\varphi r} = \frac{c_{\varphi}}{D^2 S p_e}; \quad I_r = \frac{I \omega^2}{D^2 S p_e}; \quad I_{Mr} = \frac{I_M \omega^3}{N_e}. \quad (49)$$

Здесь $c_{\varphi r}$ – приведенный коэффициент жесткости одного кривошипа, Н·м·рад⁻¹; I – приведенный момент инерции одной моторной массы двигателя, кг·м² ($I/2$ – для V-образных двигателей, у которых на одной шатунной шейке расположены два шатуна); I_M – приведенный момент инерции маховика, кг·м²; D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; p_e – среднее эффективное давление, Па;

$\omega = \pi n_n / 30$ – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала, рад·с⁻¹ (n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹); N_e – номинальная мощность, Вт.

На основании статистического анализа конструктивных параметров для большинства однотипных дизелей и бензиновых двигателей с демпферами крутильных колебаний установлено, что для вероятности $P = 0,95$ средние значения и доверительные интервалы этих величин равны [4, 6, 7]: $\bar{C}_{\varphi r} = 1100 \pm 70$;

$\bar{I}_r = 1,735 \pm 0,673$; $\bar{I}_{Mr} = 122 \pm 47$. Это позволяет по формуле (49) определить значения коэффициентов жесткости c_{φ} , момента инерции моторной массы I и маховика I_M . Это решение приближенное, но на этапе проектирования, когда конструктивные параметры двигателя неизвестны, это позволяет составить параметры крутильно-колеблющейся системы.

Ниже приведен пример расчета приведенной длины для коленчатого вала бензинового двигателя.

Пример определение эквивалентной длины коленчатого вала

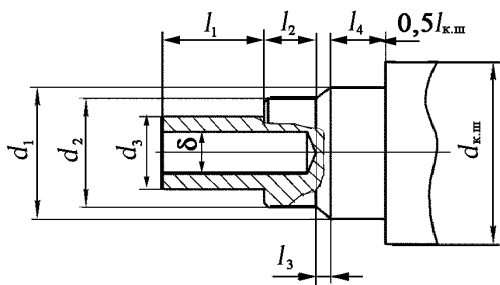


Рис. 40. Носок коленчатого вала

Эквивалентная длина $l_{н.к.в.}$ носка коленчатого вала равна (рис. 40):

$$l_{н.к.в.} = l_{01} + l_{02} + l_{03} + l_{04} + 0,5l_{к.ш};$$

$$l_{01} = (l_1 + l'_1) \frac{d_{к.ш}^4}{d_3^4 - \delta_1^4};$$

$$l_{02} = l_2 \frac{d_{к.ш}^4}{d_2^4 - \delta_1^4};$$

$$l_{03} = \frac{l_3}{3} \frac{d_{к.ш}^4}{d_2^4} m(m^2 + m + 1); \quad l_{04} = (l_4 + l'_4) \frac{d_{к.ш}^4}{d_1^4};$$

где $l_{к.ш} = 0,027$ м – длина коренной шейки; $l_1 = 0,028$ м – длина части вала;

$l_2 = 0,014$ м; $l_3 = 0,004$ м $d_{к.ш} = 0,05$ м – диаметр коренной шейки; $\delta_1 = 0,012$ м – диаметр внутреннего облегчающего отверстия на части вала; размеры ступенчатого вала $d_1 = 0,036$

м; $d_2 = 0,03$ м; $d_3 = 0,02$ м; $m = d_2/d_1 = 0,03/0,036 = 0,83$; значения l'_1 и l'_4 определялись по данным рис. 40 [4].

$$l_{01} = (0,028 + 0,0016) \frac{0,05^4}{0,02^4 - 0,012^4} = 1,257 \text{ м};$$

$$l_{02} = 0,014 \frac{0,05^4}{0,03^4 - 0,012^4} = 0,111 \text{ м};$$

$$l_{03} = \frac{0,004}{3} \cdot \frac{0,05^4}{0,03^4} \cdot 0,83(0,83^2 + 0,83 + 1) = 0,022 \text{ м};$$

$$l_{04} = (0,015 + 0,0018) \frac{0,05^4}{0,036^4} = 0,056 \text{ м};$$

$$l_{\text{н.к.в.}} = 1,257 + 0,111 + 0,022 + 0,056 + 0,5 \cdot 0,027 = 1,458 \text{ м},$$

Эквивалентная длина колена вала по формуле Зиманенко

$$l_0 = \left(l_{\text{к.ш}} + 0,6 \frac{h}{l_{\text{к.ш}}} d_{\text{к.ш}} \right) + \left(0,8 l_{\text{ш.ш}} + 0,2 \frac{b}{r} d_{\text{к.ш}} \right) \frac{d_{\text{к.ш}}^4 - \delta_{\text{к.ш}}^4}{d_{\text{ш.ш}}^4 - \delta_{\text{ш.ш}}^4} +$$

$$+ \frac{r}{\Phi} \cdot \frac{d_{\text{к.ш}}^4 - \delta_{\text{к.ш}}^4}{h b^3} = \left(0,027 + 0,6 \frac{0,015}{0,027} 0,05 \right) +$$

$$+ \left(0,8 \cdot 0,25 + 0,2 \frac{0,1}{0,0355} 0,05 \right) \frac{0,05^4}{0,048^4} + \frac{0,0355}{1,1628} \frac{0,05^4}{0,015 \cdot 0,1^3} = 0,115 \text{ м},$$

где $l_{\text{к.ш}} = 0,027$ м – длина коренной шейки; $l_{\text{ш.ш}} = 0,0355$ м – длина шатунной шейки; $h = 0,015$ м – толщина щеки; $d_{\text{к.ш}} = 0,05$ м – диаметр коренной шейки; $d_{\text{ш.ш}} = 0,048$ м – диаметр шатунной шейки; $\delta_{\text{ш.ш}} = 0$ – диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке; $\delta_{\text{к.ш}} = 0$ – диаметр облегчающего отверстия в коренной шейке; $r = 0,0355$ м – радиус кривошипа; $b = 0,1$ м – ширина щеки в месте перекрытия; $\Phi = \sqrt{d_{\text{ш.ш}}/r} = 1,163$ – коэффициент, характеризующий влияние перекрытия шеек.

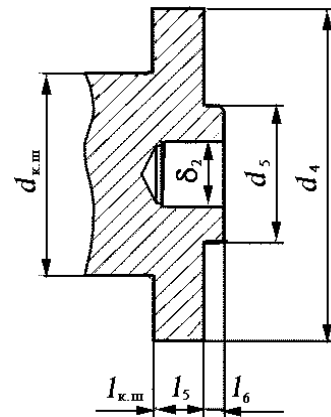


Рис. 41. Хвостовик коленчатого вала

Эквивалентная длина хвостовика коленчатого вала $l_{\text{х.к.в}}$ (рис. 41):

$$l_{\text{х.к.в}} = l_{05} + l_{06} + 0,5 l_{\text{к.ш}}; \quad l_{05} = (l_5 + l'_5) \frac{d_{\text{к.ш}}^4}{d_4^4 - \delta_2^4}; \quad l_{06} = (l_6 + l'_6) \frac{d_{\text{к.ш}}^4}{d_5^4 - \delta_2^4};$$

$$l_{05} = (0,013 + 0,005) \frac{0,05^4}{0,082^4 - 0,016^4} = 0,0018 \text{ м};$$

$$l_{06} = (0,005 - 0,00374) \frac{0,05^4}{0,034^4 - 0,016^4} = 0,025 \text{ м};$$

$$l_{\text{х.к.в.}} = 0,0018 + 0,025 + 0,5 \cdot 0,027 = 0,039 \text{ м};$$

Эквивалентная длина коленчатого вала:

$$l_3 = l_{\text{н.к.в.}} + 4l_0 + l_{\text{х.к.в.}};$$

$$l_3 = 1,458 + 4 \cdot 0,115 + 0,039 = 1,956 \text{ м}.$$

Тема 17-18. (2 недели – 2 ч. для освоения этого материала). Свободные крутильные колебания. Определение частот свободных крутильных колебаний. Вынужденные крутильные колебания. Демпфирование крутильных колебаний. Расчет демпферов крутильных колебаний.

Цель практических занятий – закрепить знания по расчету моментов инерции, а также частот свободных колебаний в многомассовой крутильно-колеблющейся системе коленчатого вала поршневого двигателя.

Для изучения материала самостоятельно рекомендуется учебные пособия [3, 4, 5].

Ниже приведены краткие методические указания и пример расчета.

Определение частот собственных колебаний эквивалентной системы

Дифференциальные уравнения, характеризующие свободные колебания многомассовой системы, имеют вид (рис. 18):

$$I_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0, \quad (i = 1, 2, 3 \dots n) \quad (50)$$

где полагается $c_{0,1} = c_{n,n+1} = 0$.

Собственные колебания из (50) описываются решениями вида [6]

$$\varphi_i = a_i \sin(\omega_c t + \varepsilon), \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (51)$$

где a_i – амплитуда колебаний²; ω_c – собственная угловая частота колебаний;

ε – фазовый угол.

Подставив решения (51) в систему уравнений собственных колебаний (50), получим уравнения, связывающие амплитуду A_i и частоту ω_c или в развернутом виде:

² Примем, что в решении (51) после деления на амплитуду первой массы уравнения (51) и (52) записаны в относительных величинах.

$$\begin{aligned}
& -I_1 a_1 \omega_c^2 + c_{1,2} (a_1 - a_2) = 0; \\
& -I_2 a_2 \omega_c^2 - c_{1,2} (a_1 - a_2) + c_{2,3} (a_2 - a_3) = 0; \\
& -I_3 a_3 \omega_c^2 - c_{2,3} (a_2 - a_3) + c_{3,4} (a_3 - a_4) = 0; \\
& -I_4 a_4 \omega_c^2 - c_{3,4} (a_3 - a_4) + c_{3,5} (a_4 - a_5) = 0; \\
& \dots \dots \dots \\
& -I_i a_i \omega_c^2 - c_{i-1,i} (a_{i-1} - a_i) + c_{i,i+1} (a_i - a_{i+1}) = 0; \\
& \dots \dots \dots \\
& -I_n a_n \omega_c^2 - c_{n-1,n} (a_{n-1} - a_n) = 0. \\
& \quad (i=1,2,3,\dots, n)
\end{aligned} \tag{52}$$

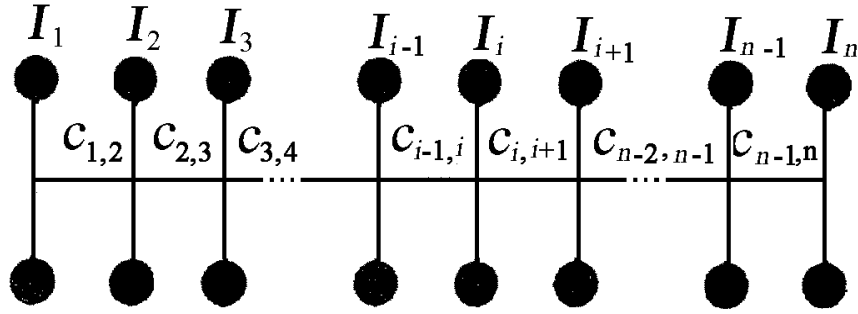


Рис. 18. Многомассовая крутильная система: I_i – моменты инерции масс; c_{ij} – коэффициенты крутильной жесткости между массами

В полученной системе (52) из первого уравнения достаточно просто можно определить a_2 через a_1 . Если каждое уравнение, начиная со второго, сложить со всеми предыдущими (второе – с первым и третьим и т.д.), то придем к эквивалентной системе:

$$\begin{aligned}
a_2 &= a_1 - \frac{1}{c_{1,2}} I_1 a_1 \omega_c^2; \\
a_3 &= a_2 - \frac{1}{c_{2,3}} (I_1 a_1 + I_2 a_2) \omega_c^2; \\
a_4 &= a_3 - \frac{1}{c_{3,4}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3) \omega_c^2; \\
& \dots \dots \dots \\
a_i &= a_{i-1} - \frac{1}{c_{i-1,i}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{i-1} a_{i-1}) \omega_c^2; \\
& \dots \dots \dots \\
a_n &= a_{n-1} - \frac{1}{c_{\varphi,n-1}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{n-1} a_{n-1}) \omega_c^2; \\
& - (I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n) \omega_c^2 = 0.
\end{aligned} \tag{53}$$

В последнем уравнении системы (53) должен быть опущен множитель ω_c^2 , по-

сколькx тривиальное решение ($\omega_c=0$) в рассматриваемой задаче постороннее ($\omega_c \neq 0$).

Наиболее часто употребляемый метод остатка для отыскания собственных угловых частот ω_c на ПЭВМ сводится к следующему. Задаваясь какими-либо значениями ω_c и относительной амплитудой первой массы a_1 (например, $a_1=1$), рекуррентным образом (последовательной подстановкой в систему (53)) определяем a_1, \dots, a_n , после чего находим остаток $R = I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n$. Таким образом, задача состоит в подборе ω_c , чтобы $R=0$ (рис. 18). Последнее можно осуществить, просчитывая R , начиная с произвольного значения ω_c с каким либо шагом $\Delta\omega_c$. Замечая перемену знака R , локализуем исходную частоту на интервале длины $\Delta\omega_c$, которую делим до требуемой точности. Интерполяцией можно найти то значение частоты ω_c , при котором $R=0$. Это и будет искомая собственная частота ω_c .

После расчета частот ω_c (при $R=0$), строят формы колебаний, характеризующие свободные колебания с данными частотами (рис. 19).

В автомобильных и тракторных двигателях без наддува практический интерес представляет только первая форма колебаний – одноузловая, с круговой частотой ω_{cI} . Для быстросходных двигателей практическое значение может иметь и вторая форма колебаний – двухузловая, с частотой ω_{cII} .

Более высокие формы крутильных колебаний существенной опасности для коленчатого вала не представляют, так как их частота находится за пределами рабочего диапазона частот вращения вала и не может вызвать резонанс.

Как видно из рис. 20, в зоне узлов колебаний линии формы имеют наибольший наклон, определяемый по формуле

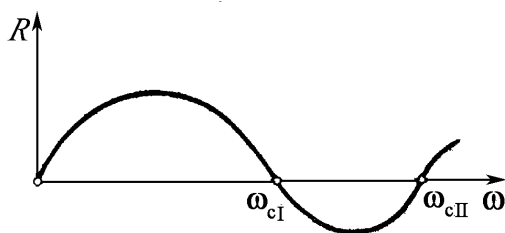


Рис. 19. Определение частот свободных крутильных колебаний многомассовой системы по методу остатка

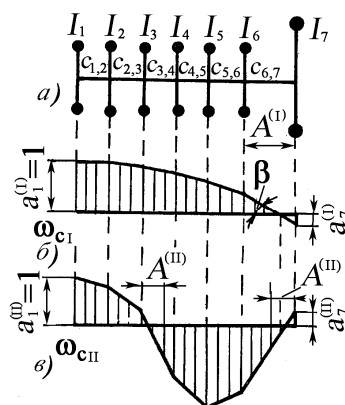


Рис. 20. Форма колебаний шестиколленчатого вала: а – эквивалентная схема; б – одноузловая форма колебаний; в – двухузловая форма; А – наиболее напряженные участки вала

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{a_i - a_{i+1}}{l_{i+1,i}}$$

что характеризует соответственный участок коленчатого вала как наиболее напряженный. На рис. 20 эти участки вала отмечены символом A .

4.4. Гармонический анализ крутящих моментов

Возмущающий момент от действия газовых сил и сил инерции в i -м цилиндре представим в виде

$$M_i = \sum_{k=0,5}^N M_{i,k}^a \sin(k\omega t + \beta_{i,k} + k\delta_i) = \sum_{k=0,5}^N (P_i \sin k\omega t + L_i \cos k\omega t); \quad (54)$$

$$P_i = M_{i,k}^a \cos(\beta_{i,k} + k\delta_i); L_i = M_{i,k}^a \sin(\beta_{i,k} + k\delta_i),$$

где N – число гармоник (для четырехтактных двигателей – 0,5; 1,0; 1,5; ... N , двухтактных – 1, 2,0, ..., N); $M_{i,k}^a$ – амплитуда k -й гармоники возмущающего момента M_i , действующего в i -м цилиндре от газовых и инерционных сил, Н·м; $\beta_{i,k}$ – ее фазовый угол, град; δ_i – угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и i -ом цилиндрах двигателя, град.

На рис. 21 приведены графики амплитуд гармоник тангенциальной силы газов T , приходящейся на 1 см² площади поршня, в зависимости от среднего крутящего момента для четырехтактных бензинового двигателя и дизеля.

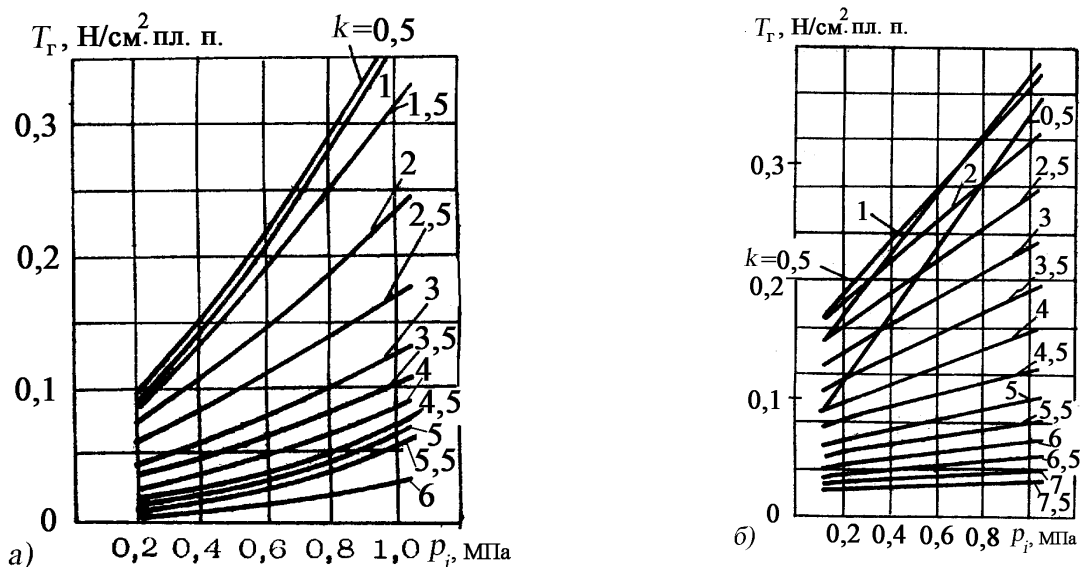


Рис. 21. Амплитуды гармоник тангенциальной силы газов, приходящейся на единицу площади поршня: а – бензинового двигателя; б – дизеля

4.5. Расчет вынужденных колебаний

Действительная амплитуда колебаний первой моторной массы при резонансных колебаниях многомассовой эквивалентной системы равна

$$\Phi_{k1} = \frac{M_k^a}{\xi \omega_c} \cdot \frac{A_i \sum \bar{a}_i}{\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2} = \frac{M_k^a}{\xi \omega_c} \cdot \frac{\sqrt{\left(\sum_1^{n-1} a_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^{n-1} a_i \cos k\delta_i\right)^2}}{\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2}, \quad (55)$$

где M_k^a – амплитуда гармонических возбуждающих моментов при резонансе k -й гармоники; ξ – коэффициент демпфирования моторной массы; ω_c – круговая частота собственных колебаний системы; $A_i \sum \bar{a}_i$ – модуль равнодействующего вектора амплитуд относительных перемещений (геометрическая сумма амплитуд колебаний масс, эквивалентных коленам вала двигателя), найденных при определении собственных колебаний; $\sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2$ – сумма квадратов относительных амплитуд.

Заметим

$$A_i \sum \bar{a}_i = \sqrt{\left(\sum_1^{n-1} a_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^{n-1} a_i \cos k\delta_i\right)^2}, \quad (56)$$

Ориентировочные значения удельных коэффициентов демпфирования ξ' (отнесенные к площади поршня) в одном цилиндре двигателя можно принять по данным табл. 5.

Таблица 5

Коэффициенты демпфирования моторных масс

Тип двигателя	$\xi' \cdot 10^{-6}$, Н·с/м ³
Автомобильный бензиновый двигатель	0,15...0,20
Автомобильный дизель	0,2...0,4
Тракторный дизель	0,4...0,5

Для кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей по Видлеру [4, 8]

$$\xi = 0,79 \xi' D^2 r^2 \cdot 10^{-8}, \text{ Н·м·с}, \quad (57)$$

где D – диаметр цилиндра, м; r – радиус кривошипа.

По Хольцеру [10]

$$\xi = 0,41 I_0 \omega, \quad (58)$$

где I_0 – эквивалентный момент инерции масс кривошипно-шатунного механизма, кг·м²; ω – круговая частота колебаний массы.

Для автомобильных и тракторных двигателей при резонансных колебаниях обычно подразумевают резонансы одноузловой или двухузловой форм колебаний как результат действия гармоники того или иного порядка.

Наиболее опасные гармоники определяются по фазовым диаграммам.

Для многоколенного вала гармонические моменты, действующие на колено вала, будут такими же, как и на первом колене, но сдвинутыми по фазе в соответствии с поряд-

ком работы цилиндров. Если на первом колене четырехтактного двигателя гармонический момент k -го порядка (следуя (54))

$$M_{k1} = M_{k1}^a \sin(k\varphi + \beta_{k1}),$$

то на i -м колене гармонический момент этого же порядка

$$M_{ki} = M_{k1}^a \sin[k(\varphi + \delta_i) + \beta_{k1}] = M_{k1}^a \sin[k\varphi + (\beta_{k1} + k\delta_i)],$$

где δ_i – угол поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом и i -м цилиндрах; $\varphi = \Omega t$ – текущее значение угла поворота коленчатого вала; β_{k1} – фазовый угол.

Из условия равномерности хода и равных интервалов между рабочими ходами (угол между коленами вала) для четырехтактного двигателя должен быть $\theta = 4\pi/i$, где i – число цилиндров (для двухтактных – $\theta = 2\pi/i$). Таким образом, для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1 – 3 – 4 – 2 (углы между коленами $0 - \pi - \pi - 2\pi$) углы поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом, третьем, четвертом и пятом цилиндрах θ_i : $0 - \pi - 2\pi - 3\pi - 4\pi^3$.

Сравнивая гармонические моменты k -го порядка на первом и i -м коленах, можно сделать заключение, что если начальная фаза на первом колене равна β_{k1} , то на i -м $\beta_{ki} = \beta_{k1} + k\delta_i = \beta_{k1} + k\theta_i$, где θ_i – угол поворота коленчатого вала за промежуток времени между началом рабочих циклов в первом и i -м цилиндрах (из условия равных интервалов между рабочими ходами). Таким образом, сдвиг фаз между амплитудами моментов k -го порядка на i -м и первом коленах

$$\beta_{ki} - \beta_{k1} = k\theta_i, \quad (a)$$

так как если этот сдвиг по фазе равен или кратен 2π , то на все колена вала одновременно действуют амплитудные гармонические составляющие момента. При совпадении их частоты с одной из собственных частот колебаний вала эти синхронно действующие гармонические составляющие возбуждают резонансные колебания с большой амплитудой.

Обычно сдвиг по фазе между амплитудами момента k -го порядка на i -м колене по отношению к амплитудному значению момента того же порядка на первом колене представляют графически так называемыми фазовыми (векторными) диаграммами гармоник.

Порядок построения фазовых диаграмм рассмотрим на примере построения их для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2. Сначала рассчитывают сдвиг фаз. Из условия равномерности хода угол между коленами $\theta = (4\pi)/4 = \pi$.

³ Первое колено при последующем цикле работы двигателя.

По этому углу, воспользовавшись формулой (а), вычисляют сдвиг по фазе между амплитудами моментов k -го порядка на отдельных коленах вала двигателя по отношению к первому колену:

$$\begin{aligned} \text{на третьем колене} \quad \beta_{k3} - \beta_{k1} &= k\theta_3 = k\pi; \\ \text{на четвертом колене} \quad \beta_{k4} - \beta_{k1} &= k\theta_4 = 2k\pi; \\ \text{на втором колене} \quad \beta_{k2} - \beta_{k1} &= k\theta_2 = 3k\pi; \\ \text{на первом колене} \quad \beta'_{k1} - \beta_{k1} &= k4\pi = 4k\pi. \end{aligned}$$

Результаты расчета сдвига фаз на разных коленах для гармоник $k = \frac{1}{2}; 1; 1\frac{1}{2}; 2; 2\frac{1}{2}$ и 3 сведены в табл.6.

Таблица 6

Сдвиг фаз в четырехцилиндровом четырехтактном рядном двигателе

№ колена	Расчетные формулы $\beta_{ki} - \beta_{k1} = k\theta_i$	Сдвиг фаз при разных гармониках					
		$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
3	$\theta_3 = \pi$ $k\pi$	$\pi/2$	π	$3\pi/2$	2π	$5\pi/2$	3π
4	$\theta_4 = 2\pi$ $2k\pi$	π	2π	3π	4π	5π	6π
2	$\theta_2 = 3\pi$ $3k\pi$	$3\pi/2$	3π	$9\pi/2$	6π	$15\pi/2$	9π
1	$\theta_1 = 4\pi$ $4k\pi$	2π	4π	6π	8π	10π	12π

Фазовые диаграммы представляют собой окружности с отложенными в них углами, соответствующими сдвиг фаз. На первом колене сдвиг фаз принимают равным нулю, а векторы амплитудных значений гармоник моментов первого колена откладывают вверх. Рабочий цикл двигателя на фазовых диаграммах изображается в виде окружности, поэтому при четырехтактном двигателе на одной окружности (2π) укладывается два оборота коленчатого вала. Проведем расчеты сдвига фаз для двух- и трехцилиндровых четырехтактных рядных двигателей (так как это было проведено для четырехцилиндрового, см. табл. 6), а по результатам расчета на рис. 22 построим фазовые гармоник. Из рис. 22, а – для двухцилиндрового двигателя с кривошипами под углом $\delta = \pi$ (угол расклинки кривошипов) следует, что самыми опасными являются 2-я, 4-я, и 6-я гармоники. Действительно все векторы амплитудных значений моментов при этих гармониках направлены в одну сторону, следовательно, они действуют синхронно на все колена вала. Такие гармоники обычно называют *главными*. Сильными являются гармоники $\frac{1}{2}; 1\frac{1}{2}; 2\frac{1}{2}; 3\frac{1}{2}; 4\frac{1}{2}; \dots$

Для двухцилиндрового четырехтактного двигателя с кривошипами под углом $\delta = 2\pi$ (см. рис. 22, б) следует, что главными являются 1-я, 2-я, и 3-я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

Для трехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы рабочих ходов в цилиндрах 1-3-2 и кривошипами под углами $\delta = 2\pi/3$ (см. рис. 22, в) следует, что главными являются $1\frac{1}{2}$ -я, 3-я, и $4\frac{1}{2}$ -я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

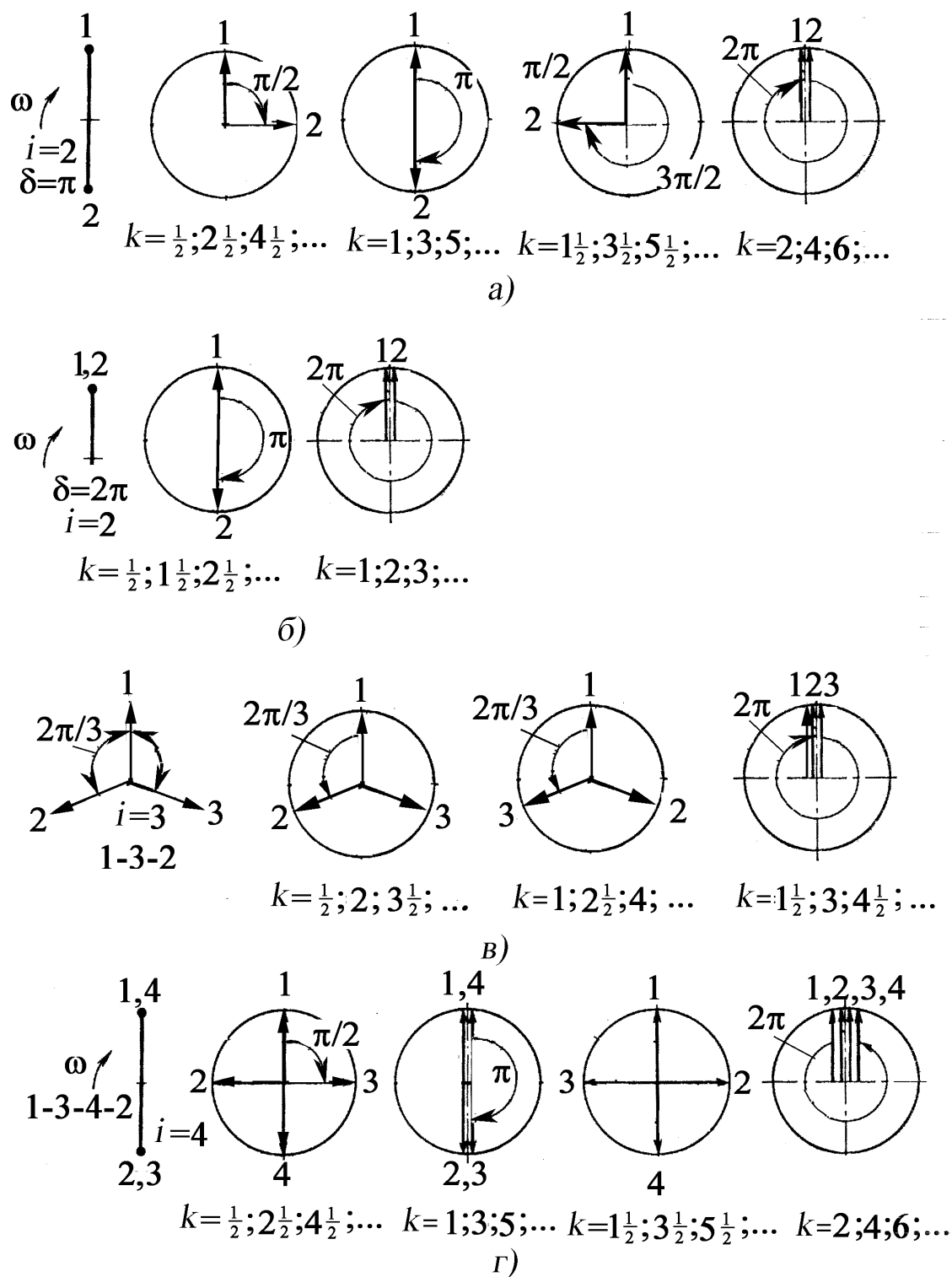


Рис. 22. Фазовые диаграммы гармоник однорядных четырехтактных двигателей: а – двухцилиндровых с кривошипами под углом π ; б – двухцилиндровых с кривошипами под углом 2π ; в – трехцилиндровых; г – четырехцилиндровых

Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с кривошипами под углом $\delta = 2\pi$ (см. рис. 22, z и табл. 6) следует, что главными для него являются 2-я, 4-я, и 6-я гармоники. Сильные гармоники отсутствуют.

Определять резонансные частоты вращения удобно по частотной диаграмме (рис. 23), на которой по оси ординат отложены частоты свободных колебаний n_{ci} (число колебаний в минуту), а по оси абсцисс – частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1} . На диаграмме в виде пучка прямых показаны зависимости $n_{ci} = kn$.

Резонансная частота вращения коленчатого вала двигателя определяется по формуле

$$n_{p.ki} = \frac{n_{ci}}{k}. \quad (59)$$

По формуле (59) определяют резонансную, или критическую частоту вращения коленчатого вала для k -й гармоники по первой и второй формам колебаний $n_{p.kI} = n_{cI}/k$ и $n_{p.kII} = n_{cII}/k$, мин^{-1} . Здесь n_{cI} и n_{cII} – собственные частоты колебаний крутильной системы соответственно при первой и второй формах колебаний.

Как это следует из фазовых диаграмм, если все векторы амплитудных значений моментов при этих гармониках направлены в одну сторону, следовательно, они действуют синхронно на все колена вала. Такие гармоники обычно называются *главными*. Менее опасными, но более сильными, чем другие, являются гармоники, порядок которых кратен числу в 2 раза меньшему, чем число вспышек в цилиндрах двигателя за один оборот коленчатого вала

Сравнив величины действительной Φ_{k1} и относительной a_1 амплитуд угловых колебаний первой массы, определяют масштаб амплитуд m^4 :

$$m = \Phi_{k1}/a_1.$$

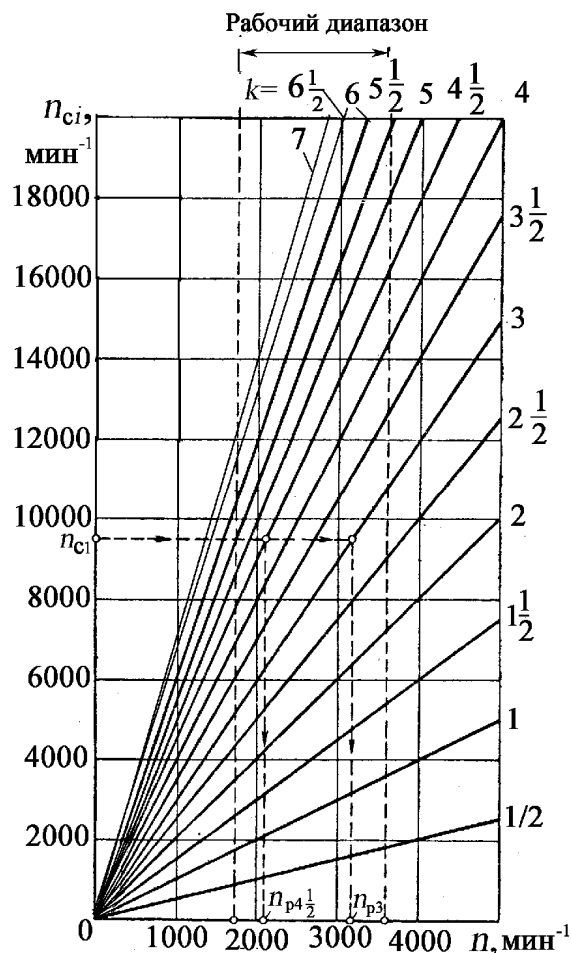


Рис. 23. Частотная диаграмма

⁴ Напомним, что масштабом называется отношение величины в ее натуральной размерности к длине отрезка, изображающего ее на чертеже.

Если первой массой в приведенной крутильной системе была первая моторная масса, то $a_1 = 1$ и масштаб $m = \Phi_{k1}$.

Умножив на масштаб m относительные амплитуды a_i , полученные из таблицы расчета или из диаграммы свободных крутильных колебаний (см. рис. 20), находят их действительные величины:

$$\Phi_{ki} = ma_i. \quad (60)$$

По результатам расчета по формуле (58) в масштабе строят форму вынужденных колебаний системы. Расчетный момент кручения или момент сил упругости $M_{i,i+1\text{упр.}}$ от крутильных колебаний на участке вала между массами, имеющими моменты инерции I_i и I_{i+1} , с коэффициентом жесткости $c_{i,i+1}$ (см. рис. 20) определяется по угловой деформации этого участка (с учетом знаков a_i)

$$M_{i,i+1\text{упр.}}^a = c_{i,i+1}(a_i - a_{i+1})\Phi_{k1} = c_{i,i+1}(\Phi_{ki} - \Phi_{ki+1}). \quad (61)$$

Так, для семимассовой крутильной системы четырехтактного однорядного двигателя (см. рис. 20) максимальный угол закрутки будет в узловой точке (между массами 6 и 7), а расчетный момент кручения от крутильных колебаний равен

$$M_{6,7\text{упр.}}^a = c_{6,7}[a_6 - (-a_7)]m = 0,50c_{6,7}m,$$

где $c_{6,7}$ – коэффициент жесткости на участке 6-7; величины a_i взяты из диаграммы на рис. 20; m – масштаб векторной диаграммы.

Дополнительные касательные напряжения в узловой точке от крутильных колебаний определяются по формуле

$$\tau_{\text{кр.к.}}^a = \frac{M_{j\text{упр.}}^a}{W_p}, \quad (62)$$

где $M_{j\text{упр.}}^a$ – момент сил упругости, действующий в узловой точке; $W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^4 - d_b^4}{d}$ – полярный момент сопротивления сечения в узловой точке действительного вала; d и d_b – наружный и внутренний диаметры сечения.

По формуле (62) определены амплитуда касательных напряжений $\tau_{\text{кр.к.}}^a$ только от резонирующих гармоник. В действительности и остальные (не резонирующие) гармоники вызывают некоторое увеличение амплитуд угловых колебаний масс.

Более точны значения угловых амплитуд, и $\tau_{\text{кр.к.}}^a$ могут быть найдены лишь так же, как и амплитуды, после торсиографирования опытного образца двигателя. В современных

тракторных двигателях коленчатые валы изготавливаются в основном из легированной стали 45Х. Как показали результаты анализа поломок коленчатых валов в эксплуатации при дополнительных напряжениях $\tau_{кр.к.}^a = 20...25$ МПа происходит усталостное разрушение в сечении, совпадающей с узловой точкой [11].

4.6. Расчет параметров резинового демпфера

Приведем расчет параметров гасителя крутильных колебаний внутреннего трения (резинового демпфера). Выбираем начальное значение момента инерции маховика демпфера I_0 . Пренебрегая величиной $(\xi_0/2I_0)^2$, найдем собственную круговую частоту ω_d резинового демпфера:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{c_{0,1}}{I_0}}. \quad (63)$$

На первом этапе расчета I_0 выбирается из условия, что собственная частота крутильной системы $\omega_c \cong \omega_d$. Кроме того, как показывает результаты расчетов для резиновых демпферов крутильных колебаний коленчатого вала автомобильных двигателей $I_0 \approx (0,01...0,02)I_{к.с.}$. Здесь $I_{к.с.}$ – момент инерции крутильно-колеблющейся системы

Статический коэффициент жесткости резинового слоя $c_{0,1ст}$ определим в зависимости от формы демпфера по формулам [12]:

- для резинового слоя цилиндрической формы (рис. 24, а) :

$$c_{0,1} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (64)$$

где r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы резинового слоя (цилиндра), l – его длина; G – модуль упругости второго рода.

При расчете резинового слоя принимается, что статический модуль упругости первого рода $E_{ст} = 0,98...4,9$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$, а модули первого $E_{ст}$ и второго рода G связаны зависимостью $E_{ст} = 3G$. Динамические модули упругости примерно в 2 раза больше статических.

Для резинового слоя Г-образной формы, который можно представить состоящим из резинового слоя цилиндрической формы и плоского диска (см. рис. 24, б)

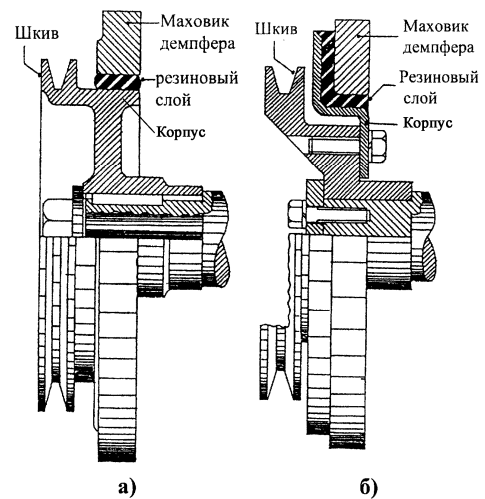


Рис. 24. Демпферы внутреннего трения с резиновым слоем: а – цилиндрической формы; б – Г-образной формы

$$\frac{1}{c_{0,1}} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{4\pi G l r_1^2 r_2^2} + \frac{l_T}{G I_p}, \quad (65)$$

где l_T – ширина плоского диска (см. рис. 24, б, размер между вертикальной частью корпуса демпфера и маховиком); $I_p = \frac{\pi r_3^4}{2} (1 - \frac{r_1^4}{r_3^4})$ – полярный момент инерции плоского диска; r_3 – его наружный радиус.

Определив статический коэффициент жесткости $c_{0,1ст}$ резинового слоя демпфера, находим динамический коэффициент жесткости $c_{0,1дин} = (1,9 \dots 2) c_{0,1ст}$. Оптимальное значение $c_{0,1дин}$ можно найти, если составить эквивалентную расчетную схему крутильно-колеблющейся системы, для которой определить частоты собственных колебаний по первой и второй формам в зависимости от $c_{0,1дин}$. Далее необходимо определить относительную амплитуду носка коленчатого вала a_1 (первой массы, так как момент инерции корпуса демпфера в этом случае суммируется с моментом инерции носка) при изменении $c_{0,1}$, т.е. найти зависимость относительной амплитуды $a_1 = f(c_{0,1})$. При увеличении коэффициента жесткости резинового слоя $c_{0,1}$ амплитуда a_1 при колебаниях по первой форме увеличивается, а по второй форме – уменьшается⁵. Это вызвано тем, что при свободных колебаниях по второй форме с увеличением $c_{0,1}$ узловая точка смещается ближе к первой массе, что, естественно, уменьшает a_1 .

На рис. 25 приведена зависимость относительных амплитуд a_1 колебаний корпуса демпфера (первой массы) от коэффициента жесткости $c_{0,1}$ резинового слоя цилиндрической формы (момент инерции маховика $I_0 = 0,014 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$): 1 – изменение a_1 по первой форме; 2 – то же по второй форме. Абсцисса точки пересечения линий 1 и 2 определяет оптимальное значение $c_{0,1} = 22950 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Определяем приближенно коэффициент демпфирования ξ_0 резинового слоя

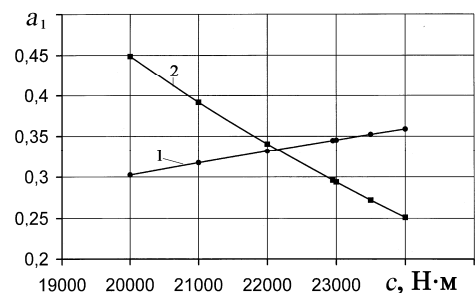


Рис. 25. Зависимость относительных амплитуд a_1 колебаний первой массы приведенной системы коленчатого вала дизеля Д-160 от коэффициента жесткости резинового слоя (момент инерции маховика $I_0 = 0,014 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$): 1 – изменение a_1 по первой форме; 2 – то же по второй форме

$$\xi_0 = (I_0 \omega_d \delta) / \pi, \quad (66)$$

⁵ Строго говоря, a_1 по второй форме колебаний будет иметь отрицательное значение, поэтому строить нужно графики их абсолютных значений.

где логарифмический декремент затухания $\delta = 0,5 \dots 0,8$. Как показывают результаты экспериментальных исследований по определению ξ_0 резинового слоя в демпферах внутреннего трения, его величина меняется в пределах $5 \dots 10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ [13, 14].

Амплитуда колебаний носка коленчатого вала с демпфером внутреннего трения (резиновым) равна

$$\Phi_{k1} = \frac{M_k^a A_i \sum m}{\xi m^2 \omega_c \sum_{i=1}^{i=n-1} a_i^2 + I_0 \omega_c^2 k_d}, \quad (67)$$

где $k_d = \sqrt{\left(\frac{c_{0,1}}{I_0 \omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_c}\right)^2} / \left[\left(1 - \frac{c_{0,1}}{I_0 \omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_c}\right)^2 \right]$ – коэффициент демпфирования,

учитывающий собственно демпфирование ξ_0 , а также конструктивные параметры демпфера: I_0 – момент инерции маховика демпфера; $c_{0,1}$ – коэффициент жесткости резинового слоя.

Ниже приведен пример расчет резинового демпфера.

Пример определение моментов инерции элементов коленчатого вала

Определим момент инерции маховика по так называемой приближенной формуле [4, 5]:

$$I_M = \frac{N_e I_{Mk}}{\omega^3},$$

где I_{Mk} – безразмерный коэффициент, равный 122 ± 47 (для быстроходных двигателей большие значения); I_M – приведенный момент инерции маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} ; N_e – номинальная мощность, Вт.

По исходным данным проектируемого двигателя

$$I_M = \frac{60000 \cdot 169}{565,2^3} = 0,05616 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определим момент инерции шкива по геометрическим размерам, взятым с прототипа.

$$I_{шк} = m_{шк} r_{ср.}^2,$$

где $I_{шк}$ – момент инерции шкива; $m_{шк}$ – масса шкива; $r_{ср.} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ – средний радиус шкива.

$$m_{шк} = \rho 2\pi b h r_{ср.},$$

где ρ – плотность материала, из которого изготовлен шкив; b – ширина обода; h – толщина обода.

По конструктивным параметрам, взятым из прототипа, масса шкива:

$$m_{шк} = 7800 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,011 \cdot 0,0625 = 1,01 \text{ кг},$$

а момент инерции шкива равен $I_{\text{шк}} = 1,01 \cdot 0,0625^2 = 0,00395 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, момент инерции одного кривошипа $I_{\text{к}} = I_{\text{к.ш}} + I_{\text{ш.ш}} + 2I_{\text{ш}} + I_2 + 2I_{\text{пр}}$. Расчет ведется по программе «Moment», разработанной на кафедре ТД и ЭУ (исходные данные и результаты расчета приведены в прил. 14 и 15).

По конструктивным параметрам прототипа получаем

$$I_{\text{к}} = 0,00013 + 0,00055 + 2 \cdot 0,00064 + 0,00065 + 2 \cdot 0,00069 = 0,00401 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

общий момент инерции всей крутильно-колеблющейся системы равен

$$I_{\text{к.с}} = I_{\text{м}} + 4I_{\text{к}} + I_{\text{шк}} = 0,05616 + 4 \cdot 0,00401 + 0,00395 = 0,07613 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определение частоты собственных колебаний коленчатого вала проектируемого бензинового двигателя

Частоты собственных колебаний по первой и второй формам определяются по программе «Frig», разработанной на кафедре ТД и ЭУ (исходные данные и результаты расчета приведены в прил. 16). По результатам расчетов частота собственных колебаний по первой форме $\omega_{c1} = 2718,5 \text{ с}^{-1}$; а число свободных колебаний в минуту равно

$$n_{c1} = \frac{30 \cdot 2718,5}{3,14} = 25973 \text{ мин}^{-1}.$$

По частотной диаграмме, изображенной на рис. 42, на которой по оси ординат отложены частоты свободных колебаний n_{ci} , а по оси абсцисс – частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин^{-1} , определяем резонансную частоту вращения коленчатого вала, из рабочего диапазона частот. В нашем случае в рабочий диапазон попадает одна опасная, для четырехцилиндровых двигателей, гармоника номер 6. В итоге резонансной частотой является $n_{p.k1} = 4330 \text{ мин}^{-1}$.

Расчет резинового слоя демпфера крутильных колебаний

При расчете резинового слоя принимается, что статический модуль упругости первого рода $E_{\text{ст}} = 0,98 \dots 4,9 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$, а модули первого $E_{\text{ст}}$ и второго рода G связаны зависимостью $E_{\text{ст}} = 3G$. Отрыв привулканизированной резины от металлической поверхности происходит при напряжении $\sigma_{\text{отр}} = 4 \text{ МПа}$, а предел прочности на разрыв резиновых образцов $\sigma_{\text{в}} = 12 \dots 35 \text{ МПа}$.

Коэффициент жесткости резинового слоя цилиндрической формы

$$c_{0,1} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

где r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы резинового слоя (цилиндра),

l – его ширина.

Исходя из конструктивных данных $r_1 = 0,075$ м; $r_2 = 0,080$ м; $l = 0,020$ м.

Так как G находится в пределах $0,33 \dots 1,63$ МПа, то

$$c_{0,1} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot (330000 \dots 1630000) \cdot 0,020 \cdot 0,075^2 \cdot 0,080^2}{0,080^2 - 0,075^2} =$$
$$= (11431 \dots 57060) \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для выбора необходимого коэффициента жесткости резинового слоя требуется составить эквивалентную схему, добавив одну массу маховика демпфера. Момент инерции ее можно выбрать приближенно, например, взяв его примерно равным $1 \dots 2$ % от общего момента инерции крутильно-колеблющейся системы, а начальный коэффициент жесткости, взяв, например, $c_{0,1} = 10000 \dots 15000$ Н·м. Определяем относительные амплитуды носка коленчатого вала по двум формам при изменении $c_{0,1}$. По этим данным строим графики зависимостей относительных амплитуд колебаний первой массы приведенной системы коленчатого вала от коэффициента жесткости резинового слоя, на их пересечении получаем оптимальный коэффициент жесткости.

Практические занятия проводятся в дисплейном зале кафедры, поэтому студенты выполняют все расчеты, пользуясь стандартными программами, а также программами, созданными на кафедре.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ДИСЦИПЛИНЫ

«ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ»

а) Основная литература

а) Основная литература

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп.; Владим. гос. ун-т имени А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. – 2014. – 180 с. **(с грифом УМО)**.
2. Гоц, А. Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 124 с.
3. Гоц, А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владим: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 225 с.
4. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц; – 2-е изд., испр. и доп., – М.: ФОРУМ: инфра-м, 2013. – 160 с. **(с грифом УМО)**.
5. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2012. – 119 с. **(с грифом УМО)**.

б) Дополнительная литература

6. 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.
7. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
8. Гоц, А. Н. Динамический расчет двигателя и расчет удельных нагрузок на шейки коленчатого вала: метод. указания к курсовому и дипломному проектированию / А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2001. – 20 с.
9. Конструирование двигателей внутреннего сгорания// Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2011, – 496 с.
10. Гоц, А. Н. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей / А. Н. Гоц, В. В. Эфрос; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007.
11. Программный комплекс «Diesel RK». Бесплатный удаленный доступ к системе ДИЗЕЛЬ-РК <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Vozmojnosti>.
12. Перечень литературы по кинематике и динамике ДВС можно найти на сайтах: <http://www.twirpx.com/files/transport/dvs/cindyn/> ; <http://vlgu.info/files/details.php?file=27>