

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ»

1. Цель и задачи выполнения курсового проекта

Целями выполнения курсового проекта по дисциплине «Динамика двигателей» являются: формирование знаний в области кинематики и динамики кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей внутреннего сгорания, способами уравнивания сил и моментов, от которых зависят не только общий уровень вибраций, но и производительность, ресурс, надежность и точность работы энергетической установки, определения набегающих моментов на шатунные и коренные шейки коленчатого вала, рассмотрение крутильных колебаний.

Задачи курсового проекта – привитие навыков определения сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), методов уравнивания двигателей, методов динамических расчетов, расчетов крутильных колебаний коленчатых валов и способов обеспечения надежной работы двигателей в составе энергетических установок.

Курсовой проект по дисциплине «Динамика двигателей» – это самостоятельная, оригинальная работа, выполняемая студентами в соответствии с заданием на проектирование, включающая в себя отбор, распределение и информатизацию материала о кинематике и динамике поршневого двигателя. Под руководством преподавателя студенты решают возникшие проблемные ситуации, в результате чего и происходят творческое овладение профессиональными знаниями, навыками и умениями и развитие мыслительных способностей. В частности, студент сам должен выбрать компоновочную схему поршневого двигателя (однорядный или V –образный и соответственно сменить предлагаемый прототип). В зависимости от выбранной схемы по-разному проводится уравнивание двигателя. В расчетно-пояснительной записке подробно объясняется необходимость демпфирования крутильных колебаний. Если какой-нибудь из разделов проекта рассматривается в большем объеме, то рекомендуется провести сокращение по другим разделам. При этом студенты используют учебные компьютерные программы для проведения расчетов, построения графиков и эскизных проектов деталей, а также узлов двигателей. В приложении приводится алгоритм, по которому разработана программа динамического расчета кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя. Кроме того, приведенные зависимости позволяют проводить расчеты по стандартным программам на ПЭВМ без привлечения сложных компьютерных программ.

По результатам выполненной работы студенты представляют расчетно-пояснительную записку и чертежи (4-5 листов формата А1) с графическим оформлением исследований кинематических и динамических особенностей проектируемого двигателя.

Курсовые проекты защищаются в специальной комиссии, состоящей из двух-трех преподавателей кафедры при обязательном участии руководителя курсового проектирования и в присутствии студентов группы. Вопросы могут задавать все присутствующие на защите.

Защита – это особая форма проверки индивидуального выполнения курсового проекта, полученных знаний и навыков. Кроме того, защищая проект, студент учится всесторонне обосновывать предложенные им решения, а также глубоко осмысливать выполненную работу. Защита предполагает короткий доклад студента по содержанию проекта и ответы на вопросы. В результате защиты студенты получают дифференцированную оценку.

После защиты курсового проекта, как правило, руководитель проекта должен дать анализ допущенных неточностей при подготовке расчетно-пояснительной записки и графической части проекта, а также в ответах на заданные при защите вопросы.

Примерное задание на разработку курсового проекта на тему

«Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя» по дисциплине «Динамика двигателей»

Провести кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма четырехтактного бензинового двигателя (или дизеля) номинальной мощности $N_{ен}$ кВт при частоте вращения $n_{ен}$ мин⁻¹, с коэффициентом приспособляемости $K \leq 1,16$ (или номинальным коэффициентом крутящего момента $\mu_n \leq 15\%$), скоростным коэффициентом $K_n \leq 0,72$.

Примечания.

- коэффициент приспособляемости

$$K = M_{e_{max}} / M_{enom.},$$

- номинальный μ коэффициент запаса крутящего момента:

$$\mu = (M_{e_{max}} - M_{ен.}) / M_{ен.};$$

- скоростной коэффициент

$$K_n = n_{M_{e_{max}}} / n_n,$$

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

При выдаче задания на курсовой проект студентам указываются двигатели-прототипы, конструктивные параметры которых можно использовать при расчетах (см. табл. 1). Студентам рекомендуется провести расчет цикла двигателя с принудительным зажиганием или двигателя с воспламенением от сжатия и подобрать при заданном отношении (как у прототипа) хода поршня S к диаметру цилиндра D ход поршня проектируемого двигателя и диаметр цилиндра.

Задание на курсовой проект по дисциплине «Динамика ДВС» для студентов группы Д-109

№ п/п	Ф.И.О.	Прототип	Исходные данные	Консультант
1	Ашмарин Петр Владимирович	Дизель Д-145 Т S/D=120,0/105,0, ε=16,5	$N_H=50$ кВт; $n_H=2200$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,71$; $\mu_n \geq 18\%$	
2	Бирюков Иван Сергеевич	Дизель Д-245-7Е2 S/D=125/110, ε=16,5	$N_H=48$ кВт; $n_H=2400$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,72$; $\mu_n \geq 14\%$	
3	Гамаюнов Антон Юрьевич	Дизель ЯМЗ-534 S/D=122,0/102,0, ε=16,5	$N_H=120$ кВт; $n_H=2400$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,76$; $\mu_n \geq 12\%$	
4	Ефимов Ярослав Дмитриевич	Дизель Д-242-72Э S/D=125/110, ε=16,5	$N_H=46$ кВт; $n_H=200$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,77$; $\mu_n \geq 16\%$	
5.	Красильщиков Роман Викторович	2105/2107 1.6 8V S/D=75,6/82,0,	$N_H=54$; кВт; $n_H=5300$ мин ⁻¹ ; $K_n=0,707$; $K \geq 1,23$	
6	Мальшев Кирилл Александрович	Lada Kalina 1.6 8V S/D=75,6/82,0	$N_H=65$ кВт; $n_H=5400$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,57$; $K \geq 1,11$	
7	Модов Никита Анатольевич	ЗМЗ-409.10 S/D=94,0/95,5, ε=9	$N_H=95$ кВт; $n_H=4600$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,56$; $K \geq 1,06$	
8	Никитин Сергей Андреевич	Opel Astra 1.8 S/D=88,2/80,5, ε=10,5	$N_H=103$ кВт; $n_H=6300$ мин ⁻¹ ; $K_n \geq 0,66$; $K \geq 1,15$	

Содержание курсового проекта по разделу «Кинематика кривошипно-шатунного механизма»

1. Провести расчет цикла двигателя на двух режимах: максимального крутящего момента и номинальном, определить конструктивные параметры кривошипно-шатунного механизма (диаметр и ход поршня) по данным расчета и двигателя-прототипа. Построить индикаторную диаграмму $p = f(v)$, перестроить ее в зависимости от угла поворота кривошипа $p = f(\varphi)$.
2. Построить графики перемещения s_{Π} , скорости v_{Π} и ускорения j_{Π} поршня в зависимости от угла поворота φ кривошипа ($s_{\Pi} = f(\varphi)$; $v_{\Pi} = f(\varphi)$; $j_{\Pi} = f(\varphi)$).
3. Построить графики угловых перемещения $\beta_{Ш}$, скорости $\omega_{Ш}$ и ускорения $\varepsilon_{Ш}$ качания шатуна в зависимости от угла поворота φ кривошипа ($\beta_{Ш} = f(\varphi)$; $\omega_{Ш} = f(\varphi)$; $\varepsilon_{Ш} = f(\varphi)$).

Содержание курсового проекта по разделам «Динамика кривошипно-шатунного механизма» и «Уравновешивание двигателей»

1. Приблизительно или по данным двигателя-прототипа определить массы деталей КШМ и цилиндро-поршневой группы. Подготовить исходные данные для проведения динамического расчета на двух режимах.
2. Выбрать схему уравновешивания центробежных сил инерции и их моментов для неуравновешенных вращающихся масс, а также определить массы противовесов.

3. Выбрать схему уравнивания сил инерции и их моментов от возвратно-поступательно движущихся масс, а также провести при необходимости их уравнивание.
4. Выбрать схему кривошипов коленчатого вала (КВ) и определить силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Динамический расчет проводится по программе *Dinn*. Расчет рекомендуется провести на двух режимах: номинальном, а также максимального крутящего момента и выбрать наиболее нагруженный один расчетный режим.
5. Показать, изменятся ли полярные диаграммы нагрузок на коренные шейки КВ с учетом уравнивания и условные диаграммы их изнашивания.
6. Построить график удельных сил инерции $P_{j,уд}$ возвратно-поступательно движущихся масс, газовых $P_{г,уд}$ и суммарных сил $P_{с,уд}$ в прямоугольных координатах.
7. Определить суммарные удельные силы $N_{уд}$, $S_{уд}$, $K_{уд}$ и $T_{уд}$, а также индикаторные моменты двигателя на двух режимах, построить графики их в зависимости от угла поворота кривошипа.
8. Построить полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку коленчатого вала и условную диаграмму ее износа.
9. Построить полярную диаграмму нагрузок на наиболее нагруженную коренную шейку коленчатого вала и условную диаграмму ее износа.
10. Построить векторные диаграммы для определения величины и направления сил инерции первого и второго порядков.
11. Построить графики набегающих моментов на шатунные и коренные шейки коленчатого вала.
12. Построить график суммарного индикаторного крутящего момента для расчетного режима (номинальный или максимального крутящего момента), определить степень и коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала.

Содержание курсового проекта по разделу «Исследование крутильных колебаний коленчатого вала»

1. Провести расчет эквивалентной системы коленчатого вала исследуемого двигателя (определить приведенные длины, массы и коэффициенты крутильной жесткости). Расчет рекомендуется проводить по программам «Koleno», «Moment» и «Frig» или по формулам, приведенным в пособии.
2. Определить частоты и формы колебаний приведенной эквивалентной системы крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала исследуемого двигателя.

3. Определить резонансные режимы по частотной диаграмме.
4. Провести гармонический анализ крутящего момента одного цилиндра.
5. Определить амплитуды резонансных колебаний.
6. Провести расчет дополнительных напряжений в узловой точке коленчатого вала при резонансных колебаниях.
7. Разработать мероприятия по снижению амплитуд резонансных колебаний, а при необходимости провести расчет и выбрать конструкцию демпфера крутильных колебаний.

Примерное содержание графической части проекта¹

На листы формата А1 вынести:

1. Графики $s_{\Pi} = f(\varphi)$; $v_{\Pi} = f(\varphi)$; $j_{\Pi} = f(\varphi)$ и $\beta_{\text{ш}} = f(\varphi)$; $\omega_{\text{ш}} = f(\varphi)$; $\varepsilon_{\text{ш}} = f(\varphi)$.
2. Графики сил $P_{j,\text{уд}}$, $P_{г,\text{уд}}$, $P_{s,\text{уд}}$, $N_{\text{уд}}$, $S_{\text{уд}}$, $K_{\text{уд}}$ и $T_{\text{уд}}$, суммарных индикаторных моментов для расчетного режима в зависимости от угла поворота кривошипа.
3. Полярные диаграммы нагрузок на шатунные и коренные шейки, а также условные диаграммы их износа.
4. Графики набегающих моментов на шатунные и коренные шейки коленчатого вала для расчетного режима.
5. Крутильные колебания (расчетная эквивалентная система, формы колебаний, частотная диаграмма, чертеж гасителя крутильных колебаний).

Примечание. Общая компоновка листов может быть выполнена, как рекомендовано в примере пособий [4, 5].

Общие замечания

Поскольку тематика курсовых проектов является комплексной, т. е. охватывать ряд взаимно связанных вопросов по кинематике и динамике кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей, то перед выполнением отдельных разделов курсового проекта рекомендуется провести проверку знаний. Один из частных вопросов темы (в нашем случае демпфирование крутильных колебаний) разрабатывается подробно с целью активизации работы студента над проектом и содействию проявления его самостоятельности.

Практически руководство проектированием начинается с выдачи заданий. После вводной лекции обычно следует индивидуальная беседа руководителя со студентом, в хо-

¹ Хотя курсовой проект выполняется студентами по индивидуальным заданиям, но в случае необходимости в графическую часть проекта могут быть внесены изменения и дополнения с целью улучшения качества выполненной работы.

де которой выясняются заинтересованность темой и степень подготовленности студента к выполнению задания, а также даются рекомендации с учетом особенностей темы, научно-теоретической и практической подготовки студента.

Как показала практика выполнения курсовых проектов, наилучшие результаты проектирование дает тогда, когда проводится в специализированных (например, компьютерных) классах кафедры. В этом случае достаточно просто выяснить все непонятные вопросы, методы расчета и принципы построения графической части, которые неизбежно встречаются при выполнении курсового проекта. При этом каждый студент знакомится с работой своих товарищей и при желании становится участником обсуждения проектов, проводимых руководителем при просмотре выполненных работ. Индивидуальные консультации также способствуют развитию самостоятельной работы студентов, так как помогают им понять допущенные ошибки и найти правильные пути к достижению необходимого результата.

При подготовке материалов для курсового проекта студенты могут пользоваться разработанными на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ расчетными программами на ПЭВМ:

- расчет циклов ДВС, базирующихся на методике В.И. Гриневецкого-Е.К. Мазинга [1] или другими программами²;
- расчет циклов ДВС, базирующихся на методике И.И. Вибе [1];
- динамический расчет поршневого двигателя *Dinn* [2, 3];
- расчеты на крутильные колебания [4].

Студенты могут проводить расчеты другими программами или пользоваться Microsoft Office Excel с использованием зависимостей, приведенных в данном пособии или в работах [2 – 9].

Перед началом выполнения курсового проекта и подготовки расчетно-пояснительной записки рекомендуется ознакомиться с прилагаемыми в главах 2-4 краткими сведениями из теории «Динамика поршневых двигателей» [2, 3, 4] и ответить на прилагаемые после каждой главы в предлагаемых учебных пособиях, а также в данном пособии вопросы для самопроверки. Это необходимо сделать и потому, что подобные вопросы задаются студентам при защите курсового проекта специальной комиссией.

В период выполнения курсового проекта проводится контроль самостоятельной работы студентов по освоению материала, прочитанного на лекциях, изученного на практи-

² Среди пользовательских программ наиболее эффективным является программный комплекс «ДИЗЕЛЬ-РК», разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана д.т.н. Кулешовым А.С. Удаленный доступ к профессиональной программе открыт в интернете для выполнения учебных работ студентами и аспирантами.

ческих и лабораторных занятиях. Для этого детально расписывается график выполнения курсового проекта по индивидуальному заданию, которое выдается каждому студенту в начале семестра. К каждому рейтингу необходимо представить чертежи и часть расчетно-пояснительной записки (в электронном виде или на листах бумаги формата А4).

Оформление титульного листа расчетно-пояснительной записки по дисциплине «Динамика двигателей» проводится в соответствии с прил. 1.

Приведем пример оформления расчетно-пояснительной записки.

ПРИМЕР РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ³

1. Задание на проектирование

Провести кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма четырехтактного бензинового двигателя номинальной мощности $N_{ен} = 60$ кВт при частоте вращения $n_n = 5400$ мин⁻¹, с коэффициентом приспособляемости $K \leq 1,14$, скоростным коэффициентом $K_n \leq 0,72$.

В качестве прототипа рекомендуется выбрать ВАЗ-2115 номинальной мощности $N_{ен} = 51$ кВт; $n_n = 4800$ мин⁻¹; $M_{е\max} = 118$ Н·м; $n_{M_{е\max}} = 2800$ мин⁻¹; (скоростной коэффициент

$K_n = n_n / n_{M_{е\max}} = 0,58$; при эффективном крутящем моменте на номинальном режиме $M_{ен} = (9550 N_{ен}) / n_n = (9550 \cdot 51) / 4800 = 101,5 =$ Н·м; коэффициент приспособляемости

$$K = \frac{M_{е\max}}{M_{ен}} = \frac{118}{101,5} = 1,16).$$

2. Расчет цикла бензинового двигателя

2.1. Выбор исходных данных

Расчет цикла проводился на двух режимах: номинальной мощности $N_{ен}$ при номинальной частоте вращения коленчатого вала n_n ; максимального крутящего момента $M_{е\max}$ при частоте вращения коленчатого вала $n_{M_{е\max}}$.

Исходные данные для расчета цикла бензинового двигателя приведены в табл. 13.

Примечание. В расчетно-пояснительной записке следовало бы показать, как выбрана частота колебаний коленчатого вала на расчетном режиме $n_{M_{е\max}}$ и как выбиралось значение $M_{е\max}$ – по прототипу или расчетом по заданным коэффициентам K и K_n . Сначала проводится расчет цикла при заданной номинальной мощности $N_{ен}$ при частоте вращения

³ Номера таблиц и рисунков взяты в соответствии с пособиями [4,5]

n_n , принятому отношению хода поршня S к диаметру цилиндра D , длине шатуна L и величине $\lambda = r/L$ (приняв, что $D=0$; $S=0$). При этом определяются ориентировочные значения S и D . Выбираем отношение $S/D=0,866$, $L=121$ мм, а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (по прототипу) $\lambda = r/L=0,293$. После окончательного выбора $S = 71$ мм и $D = 82$ мм проводятся уточненные расчеты на двух режимах.

Результаты расчета цикла бензинового двигателя по программе BEN (разработанной на кафедре) на режимах номинальном и максимального крутящего момента приведены в прил. 3 и 4.

Таблица 13

Исходные показатели и параметры для расчета цикла бензинового двигателя [1]

Параметры	Режим N_n		Режим M_{max}	
	рекомендуемый	принятый	рекомендуемый	принятый
Давление окружающей среды p_0 , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура окружающей среды T_0 , К	298	298	298	298
Число цилиндров i	-	4	-	4
Степень сжатия ϵ (зависит от используемой марки бензина)	8,0...12,5	9,2	8,0...12,5	9,2
Коэффициент избытка воздуха α	0,85...1,10	0,95	0,85...1,10	0,95
Механический КПД η_m	0,75...0,90	0,83	0,75...0,90	0,87
Степень повышения давления при наддуве π_k	1,0	1,0	1,0	1,0
Подогрев свежего заряда ΔT	0...20	5	0...20	5
Температура остаточных газов T_r , К	900...1100	1000	900...1100	1000
Коэффициент сопротивления впускной системы $\xi_{\text{вп}}$	0,8...0,9	0,88	0,82...0,92	0,89
Коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{\text{вып}}$	1,02...1,20	1,12	1,03...1,21	1,10
Коэффициент дозарядки	1,0...1,15	1,0	1,0...1,15	1,1
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы ϕ_n	0,92...0,98	0,93	0,92...0,98	0,97
Коэффициент использования теплоты в точке "z" ξ_z	0,8...0,87	0,85	0,8...0,87	0,87
Коэффициент использования теплоты в точке "e" ξ_e	0,82...0,90	0,87	0,82...0,90	0,90

2.2. Анализ вычисленных показателей и параметров

Для анализа полученных показателей и параметров в результате расчетов цикла бензинового двигателя на двух режимах сведем их в табл. 14 и сравним с рекомендуемыми [1]. Скоростной коэффициент равен $3000/5400 = 0,556 < 0,72$, коэффициент приспособляемости $K = 120,82/106,23 = 1,37 < 1,14$.

Таким образом, параметры бензинового двигателя выбраны в соответствии с заданием. Расчетные показатели двигателя находятся в рекомендуемых диапазонах.

3. Кинематический расчет

3.1. Перемещение поршня

Перемещение поршня определяем по формуле (1)

$$s_{\Pi} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = \\ = 0,0355 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,293}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

или

$$s_{\Pi} = s_{\Pi 1} + s_{\Pi 2},$$

где $s_{\Pi 1} = r(1 - \cos \varphi) = 0,0355(1 - \cos \varphi)$ – перемещение поршня, определяемое гармоникой первого порядка (если бы шатун имел бесконечно большую длину); $s_{\Pi 2} = 0,00260(1 - \cos 2\varphi)$ – перемещение поршня, определяемое гармоникой второго порядка.

Графики изменения хода поршня как функции $s_{\Pi} = f(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, а также после разложения функции в гармоники первого $s_{\Pi 1}$ и второго $s_{\Pi 2}$ порядков приведены на рис. 35, а в прил. 3 – расчет численных значений $s_{\Pi} = f(\varphi)$, который проводился с помощью программы Microsoft Office Excel.

Из рис. 35 и расчетных данных в прил. 5 видно, что при повороте коленчатого вала на угол $\varphi = 90^\circ$ (первая часть окружности) поршень проходит больше половины своего хода $S_{\Pi} = 0,040708 \text{ м} \approx 0,57S$.

3.2 Скорость поршня

Определим угловую частоту вращения коленчатого вала на номинальном режиме

$$\omega = \pi n / 30 = (3,14 \cdot 5400) / 30 = 565,2 \text{ рад/с.}$$

Таблица 14

Вычисленные параметры после расчета цикла бензинового двигателя

Параметры	Режим N_n		Режим M_{max}	
	статистические данные	вычисленные показатели	статистические данные	вычисленные показатели
Коэффициент остаточных газов $\gamma_{\text{ост}}$	0,04...0,08	0,049	0,04...0,08	0,043
Коэффициент наполнения η_v	0,7...0,90	0,84	0,7...0,95	0,935
Давление в начале сжатия p_a				

МПа	$p_a = \xi_{вп} p_0$	0,088	$p_a = \xi_{вп} p_0$	0,089
Температура в начале сжатия T_a, K	320...400	335,3	320...400	335,7
Показатель политропы сжатия n_1	1,32...1,39	1,376	1,32...1,39	1,376
Давление в конце сжатия p_c , МПа	0,9...2,0	1,866	0,9...2,0	1,887
Температура в конце сжатия T_c	600...800	777	600...800	777
Максимальная температура сгорания T_z, K	2400...2900	2750	2400...2900	2856
Максимальное давление цикла p_z , МПа	4,0...10,0	6,955	4,0...10,0	6,227
Показатель политропы расширения n_2	1,15...1,30	1,219	1,15...1,30	1,233
Давление в конце расширения p_b , МПа	0,35...0,60	0,4647	0,35...0,60	0,4745
Температура в конце расширения T_b, K	1200...1700	1690	1200...1700	1707
Среднее индикаторное давление, p_i , МПа	0,7...1,3	1,066	0,8...1,3	1,164
Индикаторная мощность N_i , кВт	-	71,9	-	43,6
Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)	225...290	228	225...290	268
Индикаторный КПД	0,3...0,53	0,359	0,3...0,53	0,351
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,7...1,3	0,891	0,8...1,3	1,013
Эффективная мощность N_e , кВт	60	60,1	-	38
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	190...280	273	190...280	267
Эффективный КПД η_e	0,2...0,45	0,3	0,2...0,45	0,305
Эффективный крутящий момент M_e , Н·м	-	106,23	-	120,82

Скорость поршня определяется по формуле (2) [2]

$$v_{п} = r\omega(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) =$$

$$= 20,065(\sin \varphi + 0,1465 \sin 2\varphi);$$

или

$$v_{п} = v_{п1} + v_{п2},$$

$$\text{где } v_{п1} = r\omega \sin \varphi = 20,065 \sin \varphi; \quad v_{п2} = \frac{\lambda r \omega}{2} \sin 2\varphi = 2,9395 \sin 2\varphi.$$

Графики изменения скорости поршня как функции $v_{п} = f_1(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , а также после разложения этой функции в гармоники первого $v_{п1}$ и второго $v_{п2}$ порядков приведены на рис. 35, а в прил. 5 – численный расчет $v_{п} = f_1(\varphi)$.

Максимальная скорость поршня соответствует углу поворота коленчатого вала [2]

$$\varphi_{v_{\max}} = \arccos \left[-\frac{1}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + 0,5} \right] =$$

$$\arccos \left[-\frac{1}{4 \cdot 0,293} + \sqrt{\left(\frac{1}{4 \cdot 0,293}\right)^2 + 0,5} \right] = 75^\circ 13'.$$

При этом угле максимальная скорость поршня

$$v_{\text{пmax}} = r\omega \left[\sin \varphi_{v_{\text{пmax}}} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_{v_{\text{пmax}}} \right] =$$

$$= 0,355 \cdot 565,2 \left[\sin(75^\circ 13') + \frac{0,293}{2} \cdot \sin(2 \cdot (75^\circ 13')) \right] = 20,85 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{Sn}{30} = \frac{0,071 \cdot 5400}{30} = 12,78 \text{ м/с.}$$

3.3 Ускорение поршня

Ускорение поршня определяется по формуле (5) [2]

$$j_{\text{п}} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) =$$

$$= 11340,51(\cos \varphi + 0,293 \cos 2\varphi)$$

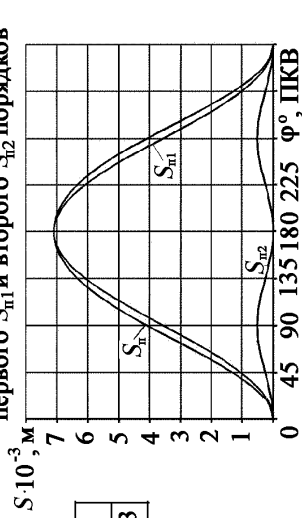
или

$$j_{\text{п}} = j_{\text{п1}} + j_{\text{п2}},$$

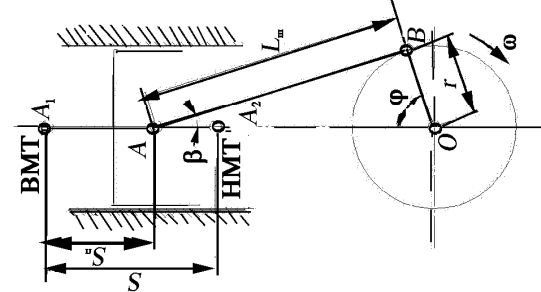
где $j_{\text{п1}} = r\omega^2 \cos \varphi = 11340,51 \cos \varphi$; $j_{\text{п2}} = \lambda r\omega^2 \cos 2\varphi = 3322,77 \cos 2\varphi$.

Графики изменения ускорения поршня как функции $j_{\text{п}} = f_2(\varphi)$, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , а также после разложения этой функции в гармоники первого $j_{\text{п1}}$ и второго $j_{\text{п2}}$ порядков приведены на рис. 35, а в прил.5. – численный расчет значений $j_{\text{п}} = f_2(\varphi)$.

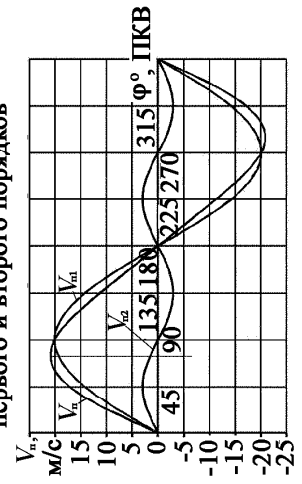
Графики перемещения поршня S_n и его гармонических составляющих первого S_{n1} и второго S_{n2} порядков



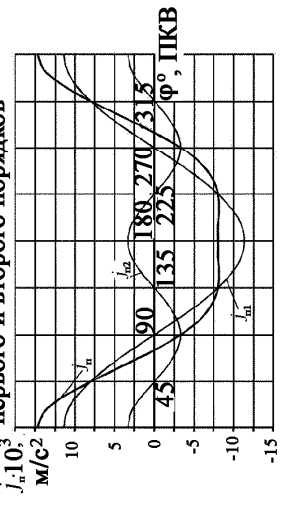
r , мм	S , мм	$L_{ш}$, мм	λ
35,5	71	121	0,293



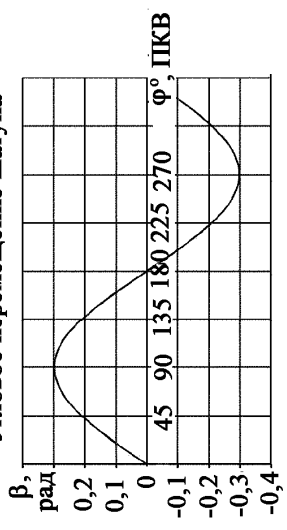
Графики скорости поршня и его гармонических составляющих первого и второго порядков



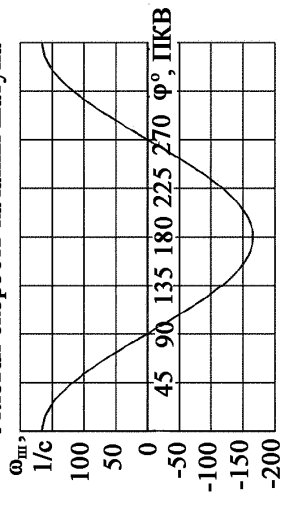
Графики ускорения поршня и его гармонических составляющих первого и второго порядков



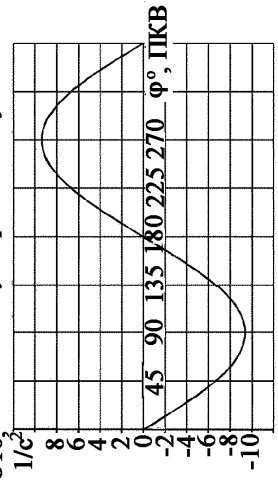
Угловое перемещение шатуна



Угловая скорость качания шатуна



Угловое ускорение шатуна



ВлГУ КП.140500.18.1.18.01	
Кинематика	Форм. 1 (без 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100)
поршня и шатуна	71
Кафедра ТД и ЭУ	Д-107

Рис.35. Примерная компоновка листа №1 курсового проекта

Как следует из графика ускорение поршня при углах поворота коленчатого вала $\varphi_{\text{vmax}} = 75^\circ 13'$ и $284^\circ 47'$ (скорость при этом достигает максимального значения) равно нулю. Максимальное ускорение возникает при положении поршня в ВМТ и равно $j_{\text{п}} = 14667,69 \text{ м/с}^2$ (направлено к оси коленчатого вала), а в НМТ $-j_{\text{п}} = -8013,34 \text{ м/с}^2$ (направлено от оси коленчатого вала).

3.4. Угловое перемещение, угловая скорость качания и угловое ускорение качания шатуна

Расчет угловых перемещений $\beta_{\text{ш}}$, угловых скоростей $\omega_{\text{ш}}$ и угловых ускорений $\varepsilon_{\text{ш}}$ качания шатуна в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ° проводился по формулам (14), (15a) и (16a)

$$\beta_{\text{ш}} = \arcsin(\lambda \sin \varphi) = \arcsin(0,293 \sin \varphi);$$

$$\omega_{\text{ш}} = \lambda \omega \cos \varphi = 165,60 \cos \varphi;$$

$$\varepsilon_{\text{ш}} = -\lambda \omega^2 \sin \varphi = -93599,15 \sin \varphi.$$

Значения угловых перемещений $\beta_{\text{ш}}$, угловых скоростей $\omega_{\text{ш}}$ и угловых ускорений $\varepsilon_{\text{ш}}$ качания шатуна по углу поворота коленчатого вала φ° проектируемого двигателя приведены в прил. 6, а на рис. 35 изображены графики $\beta_{\text{ш}}$, а также $\omega_{\text{ш}}$ и $\varepsilon_{\text{ш}}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала, построенные по этим данным.

4. Динамический расчет

4.1. 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 [2]:

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

$$m_{\text{п}} = m_{\text{п}}' F_{\text{п}} = 120 \cdot 0,00528 = 0,634 \text{ кг};$$

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

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}' F_{\text{п}} = 130 \cdot 0,00528 = 0,686 \text{ кг};$$

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

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}}' F_{\text{п}} = 75 \cdot 0,00528 = 0,396 \text{ кг};$$

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

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

часть массы шатуна, сосредоточенная на оси шатунной шейки,

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

суммарные массы, совершающие возвратно-поступательное движение,

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

суммарные массы, совершающие вращательное движение,

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

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 $l_{\text{ш.ш}}$ и диаметр $d_{\text{ш.ш}}$ следует взять та-

кими же, как у двигателя-прототипа. Тогда масса ее равна $m_{\text{ш.ш}} = \frac{\pi(d_{\text{ш.ш}}^2 - \delta^2)}{4} l_{\text{ш.ш}} \rho$, где δ

– диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке (если оно имеется); ρ – удельная масса (для стального кованого вала $\rho = 7,95 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; для литого коленчатого вала из высокопрочного чугуна $\rho = (7,14 \dots 7,65) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$). Действительную массу щеки $m_{\text{щ}}$ можно определить по эскизу, а приведенная к оси шатунной шейки масса щеки равна $(m_{\text{щ}})_r = m_{\text{щ}}(\rho_{\text{щ}}/r)$, где $\rho_{\text{щ}}$ – расстояние от центра масс щеки до оси коренных шеек коленчатого вала; r – радиус кривошипа. Поскольку $\rho_{\text{щ}} < r$, то в действительности масса двух щек будет значительно меньше, чем $m_{\text{щ}}$. Кроме того, в прототипе массы щек могут быть разными, что также необходимо учесть при расчетах.

4.2. Уравновешивание двигателя

Проектируемый двигатель однорядный с кривошипами, расположенными под углом 180° (рис. 36). Если принять, что неуравновешенные массы кривошипа, совершающие вращательное движения, $m_r = m_{\text{к}} + m_2 = 0,91 \text{ кг}$ одинаковы, то центробежные силы $K_r = m_r r \omega^2 = 10,3 \text{ кН}$ 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. O на рис. 36). Векторы $\overline{M}_{1,2}$ и $\overline{M}_{3,4}$ оставаясь постоянными по модулю, вращаются вместе с коленчатым валом и поэтому создают стационарный изгиб коленчатого вала кривошипов.

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. 36):

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

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, перпендикулярного 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,

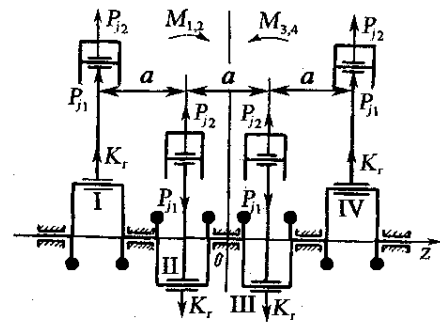


Рис. 36. Уравнивание четырехцилиндрового однорядного двигателя, коленчатый вал которого имеет кривошипы под углом 180° друг к другу с порядком работы 1-3-4-2

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

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

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

Таким образом, максимальное значение равнодействующей сил инерции второго порядка равно $\sum P_{j2} = 10,713$ кН. Эти силы инерции второго порядка неуравновешенны 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 $\sum M_{j2} = 0$.

5. Удельные суммарные силы, действующие в КШМ

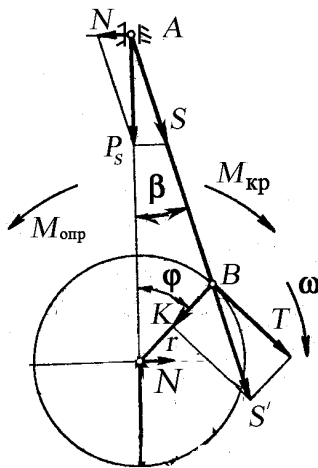


Рис. 37. Силы, действующие в КШМ: P_s – суммарная; N – боковая; K – нормальная; T – тангенциальная

На рис. 37 приведены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя: суммарная сила P_s как результат сложения газовой P_g 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 $M_{кр}$.

Обычно вычисляют и строят графики удельных сил (в МПа), действующих в КШМ, определяемых как отношение величины силы в (Н) к площади поршня F_p (m^2). Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения D и S . При выполнении курсового проекта удельные силы p_s , p_g , p_j , $N_{уд} = N/F_p$, $S_{уд} = S/F_p$, $K_{уд} = K/F_p$ и

$T_{уд} = T/F_n$ определяем по разработанной на кафедре программе *Dinn*. В прил. 7, 8 приведены исходные данные для динамического расчета на двух режимах и результаты расчета, в прил. 9 – результаты расчета нагрузок на коренные и шатунные шейки, а в прил. 10 приведены значения удельных сил по углу поворота коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента.

6. Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра равен [2] $M_{кр} = T \cdot r =$

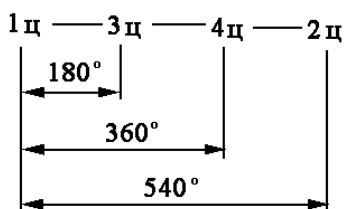


Рис. 38. Изменение рабочего хода по цилиндрам четырехцилиндрового четырехтактного двигателя

$0,0355T$ Н·м. Период изменения крутящего момента четырехтактного однорядного четырехцилиндрового двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720^\circ / i = 720^\circ / 4 = 180^\circ.$$

В соответствии с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 величина крутящего момента от каждого кривошипа из-

меняется с периодом 180° (рис. 38).

Значения суммарного крутящего момента $M_{кр} = \sum_{i=1}^4 M_{иц}$, где $M_{иц}$ – крутящий момент

от i -го кривошипа. В прил. 11 приведены значения крутящих моментов $M_{иц}$ от каждого цилиндра, а также индикаторный крутящий момент двигателя $M_{кр}$ по углу поворота коленчатого вала (суммируется по строкам). На рис. 35 даны графики индикаторных крутящих моментов на двух режимах (номинальной мощности и режиме максимального крутящего момента).

Эффективный крутящий момент исследуемого двигателя по данным расчета цикла $106,23$ Н·м (см. прил. 3); по данным динамического расчета $106,42$ Н·м (см. прил. 7).

Погрешность вычисления составляет

$$\Delta = [(106,23 - 106,42) / 106,23] \cdot 100\% = 0,18\%.$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента двигателя (см. рис. 39 и прил. 10) равны $M_{крmax} = 612$ Н·м; $M_{крmin} = -303$ Н·м, а размах крутящего момента равен $\Delta M_{кр} = 915$ Н·м.

7. Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала

Действительная нагрузка на шатунную шейку определяется как векторная сумма сил [2]

$$\bar{R}_{ш.ш} = \bar{K} + \bar{T} + \bar{K}_{rш},$$

Индикаторная диаграмма двигателя

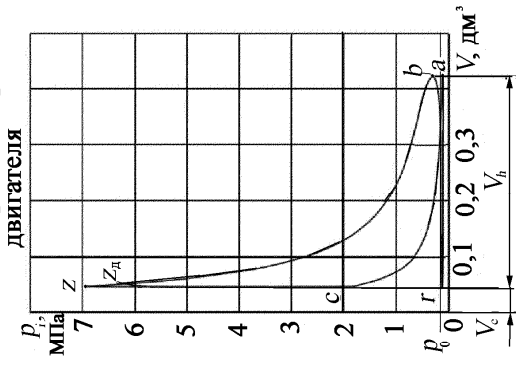
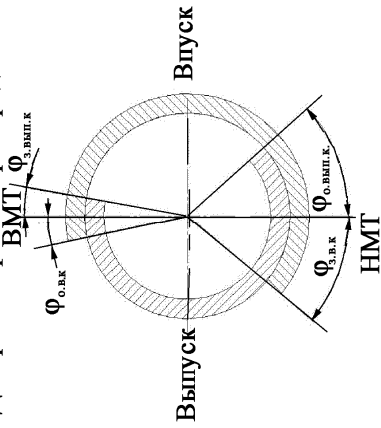
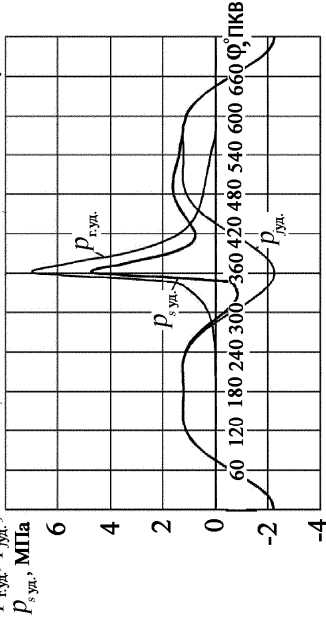


Диаграмма фаз газораспределения

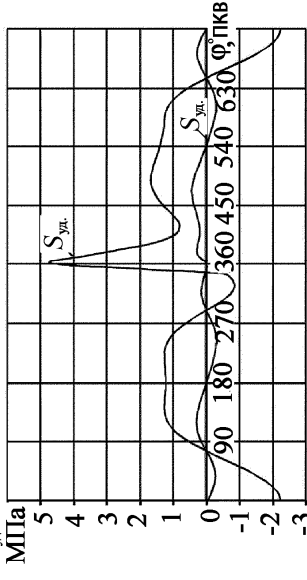


$\varphi_{\text{о.в.к.}} = 25^\circ$ до ВМТ;
 $\varphi_{\text{з.в.к.}} = 54^\circ$ после НМТ;
 $\varphi_{\text{о.в.п.к.}} = 60^\circ$ до НМТ;
 $\varphi_{\text{з.в.п.к.}} = 25^\circ$ после ВМТ

Графики удельных сил $P_{\text{г.ул.}}$, $P_{\text{с.ул.}}$, $P_{\text{г.ул.}}$, $P_{\text{с.ул.}}$, $P_{\text{г.ул.}}$, $P_{\text{с.ул.}}$



Графики удельных сил $S_{\text{ул.}}$ и $S_{\text{ул.}}$



Графики удельных сил $K_{\text{ул.}}$ и $T_{\text{ул.}}$

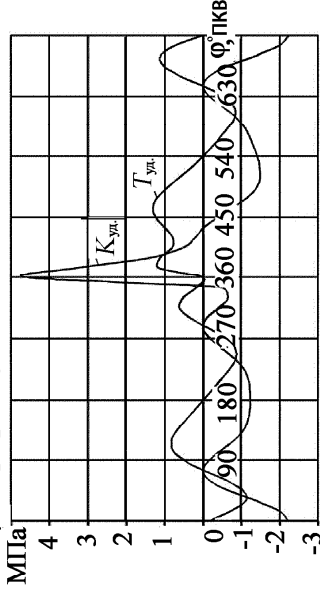


График индикаторного крутящего момента на номинальном режиме

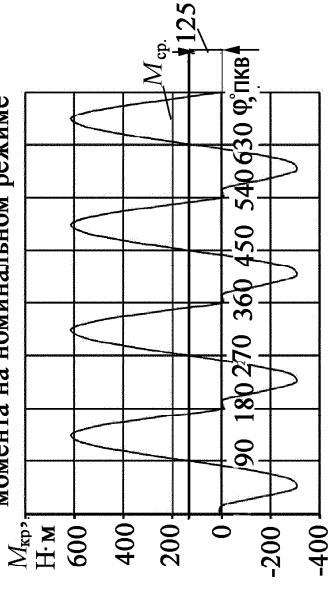


График индикаторного крутящего момента на режиме $M_{\text{смах}}$

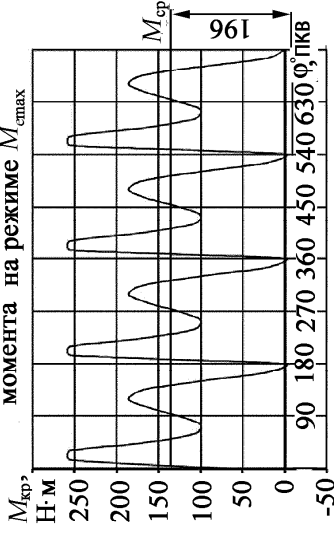


Рис. 39. Примерная компоновка листа № 2 курсового проекта

где $K_{rш} = m_2 r \omega^2$ – центробежная сила части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки. Поскольку при расчетах используют удельные силы, то удельная сила $K'_{rш} = K_{rш} / F_{п} = (0,514 \cdot 0,0355 \cdot 565,2^2) / 0,005281 = 1,104$ МПа.

Полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку $R'_{ш.ш}$ (в удельных силах) строим следующим образом. Выбрав произвольную точку O (рис. 40) за начало координат, откладываем на оси ординат $K_{уд}$ (положительное направление оси вниз) удельные силы $K_{уд}$, а по оси абсцисс $T_{уд}$ (положительное направление ее – слева направо) удельные силы $T_{уд}$ для соответствующего угла поворота коленчатого вала. Графическим сложением векторов

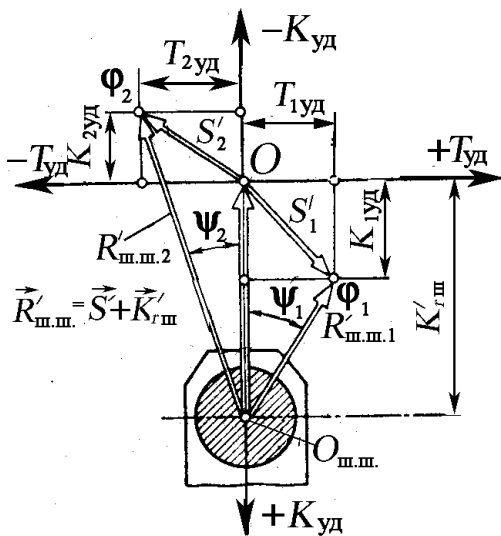


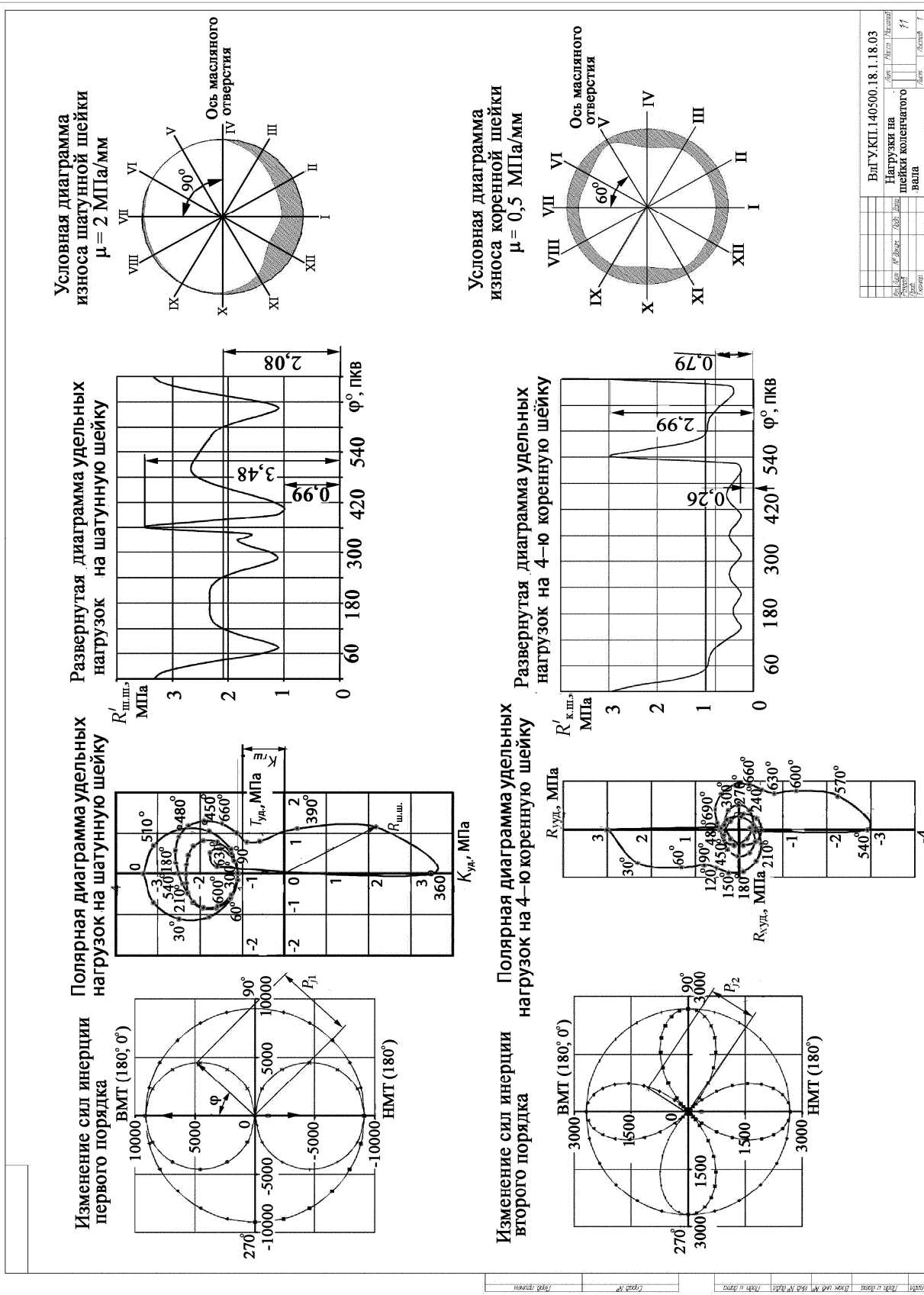
Рис. 40. Схема построения полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку

сил $K_{уд}$ и $T_{уд}$ (см. прил. 10) определяем суммарный вектор сил по углу поворота коленчатого вала $\bar{S}'_i = \bar{K}_{уд} + \bar{T}_{уд}$ (см. рис. 40). Так как на шатунную шейку действует сила $K'_{rш}$, которая постоянна по величине и направлению (отрицательна), то начало координат O смещаем вниз в точку $O_{ш.ш}$. (в положительном направлении оси $K_{уд}$, так как в этом случае учитывается, что она отрицательна). Если теперь из нового начала координат $O_{ш.ш}$ провести вектор $R'_{ш.ш}$, соединив $O_{ш.ш}$ и конец вектора \bar{S}'_i , то это и будет нагрузка на шатунную шейку при некотором значении угла поворота коленчатого вала ϕ_i . В действительности построение полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку проводим, используя программу Microsoft Office Excel. Для рассчитанных двух столбцов, выбрав $K_{уд}$ и $T_{уд}$, выбираем в меню «Мастер диаграмм», а тип диаграммы «Точечная». После построения диаграммы начало координат смещаем на величину $K'_{rш}$.

На рис. 41 построена полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку в удельных силах $K_{уд}$ и $T_{уд}$.

На рис. 41 построена полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку в удельных силах $K_{уд}$ и $T_{уд}$.

Примечание. Построить полярную диаграмму нагрузок вторым методом можно, если составить отдельно таблицу удельных нагрузок в зависимости от угла поворота коленчатого вала, состоящую из двух значений $T_{уд}$ и $K_{уд} - K'_{rш}$. В этом случае диаграмма будет построена с началом координат в точке $O_{ш.ш}$. При построении с помощью программы Microsoft Office Excel первым и вторым способом необходимо в меню «Формат оси» отметить для оси ординат «обратный порядок значений».



ВлГУ КП.140500.18.1.18.03	
Нагрузки на шейку коленчатого вала	Лист 11
Исполн.	Провер.
Дата	Листов

Рис. 41. Примерная компоновка листа № 3 курсового проекта

В прил. 12 приведены расчетные значения сил $R'_{ш.ш.}$ для различных значений φ° ПКВ, вычисленные по программе *Dinn*, а на рис. 41 построена развернутая диаграмма

удельной силы $R'_{i_{ш.ш.}}$, на основании которой определяют максимальную и минимальную нагрузки на шатунную шейку:

$$R_{ш.ш.маx} = 3,479 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 18,36 \text{ кН};$$

$$R_{ш.ш.миn} = 0,993 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 5,24 \text{ кН}.$$

Развернутая диаграмма $R'_{ш.ш.}$ позволяет найти среднее значение удельной силы $R_{ш.ш.ср} = 11 \text{ кН}$.

На основании полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку (см. рис. 41) строят условную диаграмму ее износа. При построении диаграммы износа принимаются допущения, что износ пропорционален только усилиям⁴, действующим на шейку, и распространяется от точки приложения силы по окружности в обе стороны на одинаковый угол (например 60°).

Условная диаграмма износа построена по точкам [4]. Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку коленчатого вала, поделили шестью диаметральными лучами на равные 12 частей (см. рис. 41). 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 (см. прил. 12), ограниченного линиями под углом 60° в обе стороны от этого луча. Найденные для каждого суммы $R_{\sum i} = \sum (R_{ш.ш.ф})_i$ откладывают в выбранном масштабе от окружности к центру.

Найденные для каждого луча суммы $R'_{\sum i} = \sum (R'_{ш.ш.ф})_i$, откладывают в выбранном масштабе ($\mu = 3 \text{ МПа/мм}$) от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (см. рис. 41).

По диаграмме износа шатунной шейки определяем место наименьших давлений на нее, где должно находиться отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику. В соответствии с условной диаграммой износа (см. рис. 37) канал для подвода масла к шатунному подшипнику должен располагаться под углом $\alpha = 90^\circ$ от вертикальной оси.

8. Силы, действующие на коренные шейки

Проекции удельных сил R_x и R_y , действующих на наиболее нагруженную четвертую коренную шейку коленчатого вала, приведены в прил. 13.

Примечание. Наиболее нагруженную шейку можно определить по результатам динамического расчета на двух режимах – номинальном и максимального крутящего момен-

⁴ В действительности на износ влияет также условия смазывания, тип смазки, условия нагружения и др.

та в файле уу.с.). По данным рис. 41 с использованием программы Microsoft Office Excel построена полярная диаграмма нагрузок, которая показывает изменение суммарной силы $R'_{к.ш.}$, действующей на четвертую коренную шейку, в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ° . Как известно, эти силы ориентированы относительно первого кривошипа. При построении диаграммы на рис. 41 в соответствии с программой *Dinn* выбрана следующая система координат: положительное направление оси x – справа налево, а ось y – вертикальная.

Суммарная сила определяется по известным ее проекциям на координатные оси R'_x и R'_y (см. прил. 13) $R'_{к.ш.} = \sqrt{(R'_x)^2 + (R'_y)^2}$. После расчета значений удельных сил по углу поворота коленчатого вала на рис. 37 построена в прямоугольных координатах их развернутая диаграмма $R'_{к.ш.}$, на основании которой определяют максимальную, среднюю и минимальную нагрузки на четвертую коренную шейку:

$$R_{к.ш. \max} = 2,99 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 15,79 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш. \text{ ср.}} = 0,79 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 4,17 \text{ кН};$$

$$R_{к.ш. \min} = 0,26 \cdot 10^6 \cdot 0,00528 \cdot 10^{-3} = 1,37 \text{ кН}.$$

По полярной диаграмме (см. рис. 37) строят условную диаграмму износа коренной шейки (аналогично, как строили для шатунной шейки). Суммы сил $\Sigma R'_{к.ш.i}$, действующих по направлению каждого луча (от I до XII) диаграммы, приведены в прил. 14. Найденные для каждого луча суммы $R'_{\Sigma i} = \Sigma (R'_{к.ш.i})$, откладывают в выбранном масштабе ($\mu=0,5$ МПа/мм) от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки (см. рис. 37).

Примечание. При построении с помощью программы Microsoft Office Excel полярной диаграммы нагрузок на коренную шейку необходимо в меню «Формат оси» отметить для оси абсцисс (для значений R_x) «обратный порядок значений».

На рис. 41 показан метод определения величин и направлений сил инерции первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков для любого угла поворота кривошипа φ с помощью метода вращающихся векторов. Сила P_{j1} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $C = m_j r \omega^2$, вращающегося с угловой скоростью ω вращения коленчатого вала.

Для построения окружности радиусом C можно воспользоваться уравнением окружности $x^2 + y^2 = C^2$; $y = \sqrt{C^2 - x^2}$. Однако для общности построения всех окружностей и кривых в центре круга, как следует из рис. 42, текущие координаты окружности равны $x = C \sin \varphi$; $y = C \cos \varphi$.

Определим сначала значения вектора C , а затем составляем таблицу и заносим подсчитанные значения: по оси абсцисс $x = C \sin \varphi$ для значений угла поворота кривошипа φ от 0 до 180°, а $y = C \cos \varphi$ для φ от 0 до 90° и от 270 до 360°. Для φ от 180 до 360° находим по оси абсцисс значение $x = -C \sin \varphi$; для φ от 90 до 270° по оси ординат $y = -C \cos \varphi$, а

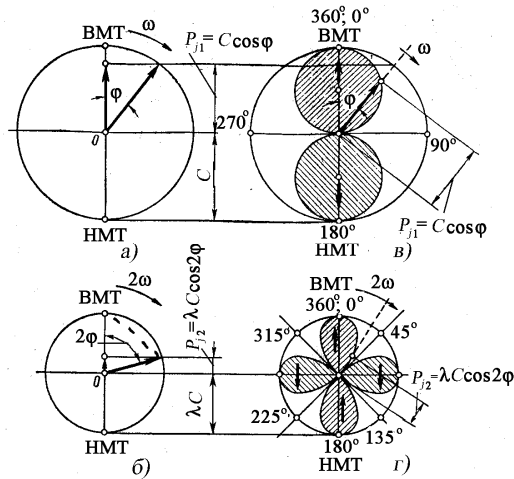


Рис. 42. Векторный метод определения сил инерции первого и второго порядков: а и б – векторные диаграммы; в и г – кривые изменения сил инерции в полярных координатах

далее строим графики в Microsoft Office Excel, как обычно. Сила P_{j2} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = \lambda m_j r \omega^2$ (см. рис. 42, б), вращающего с удвоенной угловой скоростью 2ω . Наглядное представление об изменении величины и знака сил инерции P_{j1} и P_{j2} дают их кривые, изображенные в полярных координатах (см. рис. 42).

Для построения определим сначала вектор λC , а затем заполним таблицу для построения. При угле поворота кривошипа φ от 0 до 45° координаты кривых $y = \lambda C \cos \varphi$ и $x = \lambda C \sin \varphi$; для φ от 45 до 90° – $y = -\lambda C \cos \varphi$ и $x = \lambda C \sin \varphi$; для φ от 90 до 135° – $y = -\lambda C \cos \varphi$ и $x = \lambda C \sin \varphi$ и т.д.

Далее строить графики в Microsoft Office Excel как обычно по результатам составленных таблиц с проекциями вектора C на оси x и y в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Напомним, что силы первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков для однорядного двигателя всегда действуют в плоскости, проходящей через оси цилиндров.

9. Набегающие моменты на коренные и шатунные шейки

Для определения максимального и минимального крутящих моментов, действующих на коренные и шатунные шейки, необходимо либо построить графики набегающих моментов, либо составить таблицы их значений.

Для четырехтактного, четырехцилиндрового бензинового двигателя с порядком работы цилиндров 1 – 3 – 4 – 2 находим величину набегающих моментов на коренные $M_{к.шi}$ и шатунные шейки $M_{ш.шi}$ по следующим зависимостям [2]:

на вторую коренную шейку набегающий момент $M_{к.ш2}$ равен моменту первого цилиндра $M_{к.ш2} = M_{1ц}$;

на третью коренную шейку $M_{кш3}$ равен сумме моментов $M_{к.ш2}$ и второго цилиндра
 $M_{кш3} = M_{2ц} + M_{к.ш2}$ (рис. 39);

на четвертую коренную шейку $M_{к.ш4}$ равен сумме моментов $M_{к.ш3}$ и третьего цилиндра
 $M_{к.ш4} = M_{3ц} + M_{к.ш3}$;

на пятую коренную шейку $M_{кш5}$ равен сумме моментов $M_{кш4}$ и четвертого цилиндра
 $M_{кш5} = M_{4ц} + M_{кш4}$;

на первую шатунную шейку набегающий момент равен $M_{ш.ш1} = 0,5 M_{1ц}$;

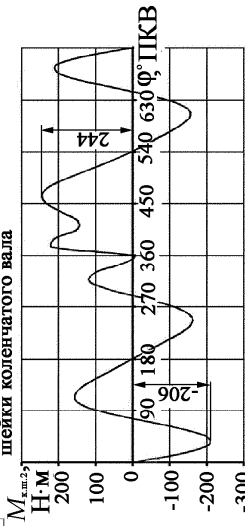
на вторую шатунную шейку – $M_{ш.ш2} = 0,5M_{2ц} + M_{к.ш2}$;

на третью шатунную шейку – $M_{ш.ш3} = 0,5M_{3ц} + M_{к.ш3}$;

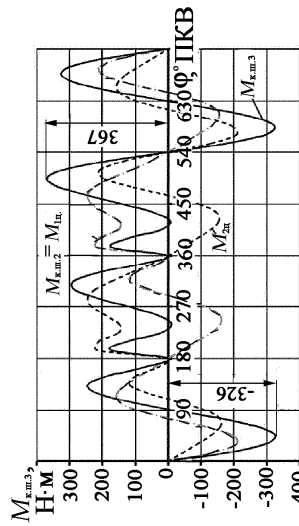
на четвертую шатунную шейку – $M_{ш.ш4} = 0,5 M_{4ц} + M_{к.ш4}$.

В прил. 15 приведены значения набегающих моментов на коренные, а в прил. 16 – на шатунные шейки в зависимости от угла поворота коленчатого вала, на рис. 43 построены графики этих моментов.

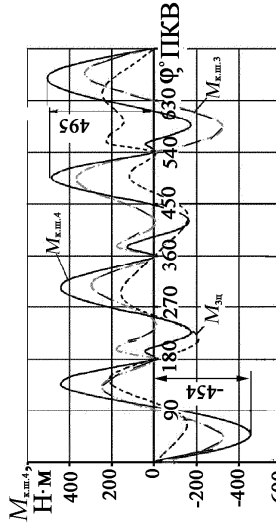
Графики набегających моментов на коренные шейки коленчатого вала



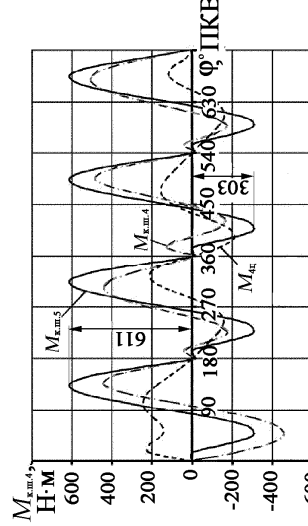
К.ш 2



К.ш 3

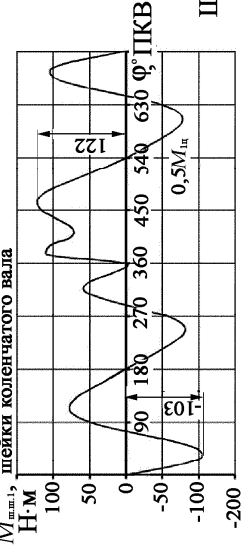


К.ш 4

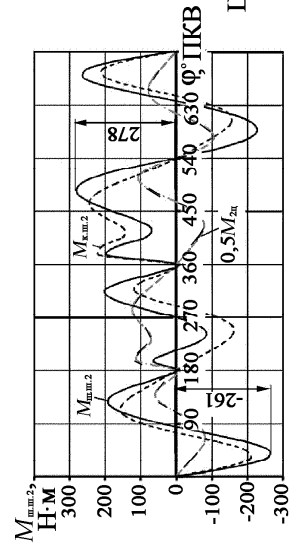


К.ш 5

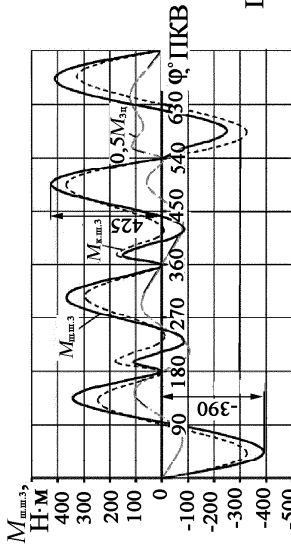
Графики набегających моментов на шатунные шейки коленчатого вала



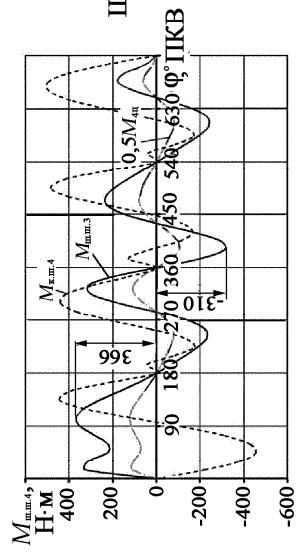
Ш.ш 1



Ш.ш 2



Ш.ш 3



Ш.ш 4

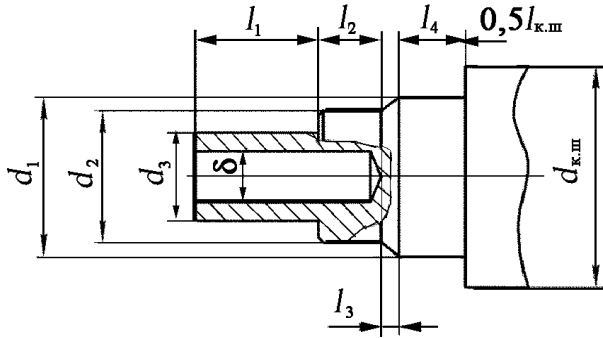
ВЛГУ.КП.140500.18.1.18.04	
Набегające моменты на шейки КВ	
Лист	11
Курс	1
Семестр	1
Дата	18.01.2018
Имя	Иванов И.И.
Фамилия	Иванов
Группа	1801
Преподаватель	Иванов И.И.

Рис. 43. Примерная компоновка листа № 4 курсового проекта

10. Расчет коленчатого вала на крутильные колебания

10.1. Определение эквивалентной длины коленчатого вала

Эквивалентная длина $l_{н.к.в.}$ носка коленчатого вала равна (рис. 44):



Эквивалентная длина $l_{н.к.в.}$ носка коленчатого вала равна (рис. 44):

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

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

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

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

Рис. 44. Носок коленчатого вала

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. 44 [4].

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

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

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

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

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

Эквивалентная длина колена вала по формуле Зиманенко

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

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

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

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

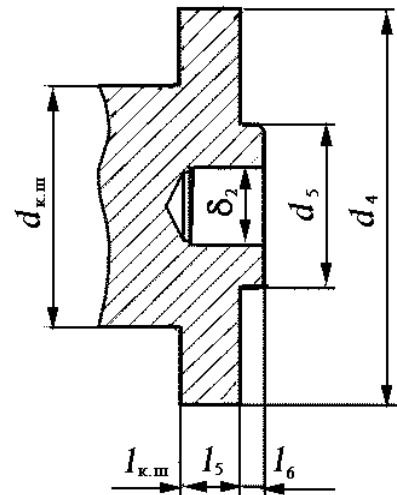


Рис. 45. Хвостовик коленчатого вала

Эквивалентная длина хвостовика коленчатого вала $l_{х.к.в}$ (рис. 45):

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

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

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

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

Эквивалентная длина коленчатого вала:

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

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

10.2. Определение коэффициентов жесткости элементов коленчатого вала

Коэффициент жесткости носка коленчатого вала:

$$c_{01} = \frac{GI_{p0}}{l_{01}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 1,257} = 41484 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{02} = \frac{GI_{p0}}{l_{02}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,111} = 470211 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{03} = \frac{GI_{p0}}{l_{03}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,022} = 2405399 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{04} = \frac{GI_{p0}}{l_{04}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,056} = 933936 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{0,5к.ш} = \frac{GI_{p0}}{0,5l_{к.ш}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{16 \cdot 0,027} = 2882520 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\frac{1}{c_{н.к.в}} = \frac{1}{c_{01}} + \frac{1}{c_{02}} + \frac{1}{c_{03}} + \frac{1}{c_{04}} + \frac{1}{c_{0,5к.ш}} = \frac{1}{41484} + \frac{1}{470211} +$$

$$+ \frac{1}{2405399} + \frac{1}{933936} + \frac{1}{2882520} = 2,80658 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

$$c_{н.к.в} = 35631 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент жесткости хвостовика коленчатого вала $c_{х.к.в.}$

$$c_{05} = \frac{GI_{p0}}{l_{05}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,002} = 28965476 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$c_{06} = \frac{GI_{p0}}{l_{06}} = \frac{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,05^4}{32 \cdot 0,025} = 2119853 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\frac{1}{c_{х.к.в}} = \frac{1}{c_{05}} + \frac{1}{c_{06}} + \frac{1}{c_{0,5к.ш}} = \frac{1}{28965476} + \frac{1}{2119853} +$$

$$+ \frac{1}{2882520} = 8,53173 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

$$c_{х.к.в.} = 1172095 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент жесткости колена вала считается по программе «Koleno» разработанной на кафедре ТД и ЭУ (прил. 17). По расчетам по формуле Зиманенко $c = 455455 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (см. прил. 13).

10.3. Определение моментов инерции элементов коленчатого вала

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

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

где I_{Mf} – безразмерный коэффициент, равный 122 ± 47 (для быстроходных двигателей большие значения I_{Mf}); 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.

$$I_{\text{шк}} = m_{\text{шк}} r_{\text{ср.}}^2,$$

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

$$m_{\text{шк}} = \rho 2\pi b h r_{\text{ср.}},$$

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

По конструктивным параметрам, взятым из прототипа, масса шкива:

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

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 $I_{\text{к}} = I_{\text{к.ш}} + I_{\text{ш.ш}} + 2I_{\text{щ}} + I_2 + 2I_{\text{пр}}$. Расчет ведется по программе «Moment», разработанной на кафедре ТД и ЭУ (исходные данные и результаты расчета приведены в прил. 18 и 19).

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

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

10.4. 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. 20). По результатам расчетов частота собственных колебаний по первой форме $\omega_{\text{с1}} = 2718,5 \text{ с}^{-1}$; а число свободных колебаний в минуту равно

$$n_{\text{с1}} = \frac{30 \cdot 2718,5}{3,14} = 25973 \text{ мин}^{-1}.$$

По частотной диаграмме, изображенной на рис. 42, на которой по оси ординат отложены частоты свободных колебаний $n_{\text{с1}}$, 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 $n_{p.k1} = 4330 \text{ мин}^{-1}$.

5.10.5. Расчет резинового слоя демпфера крутильных колебаний

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

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 $r_1 = 0,075 \text{ м}$; $r_2 = 0,080 \text{ м}$; $l = 0,020 \text{ м}$.

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

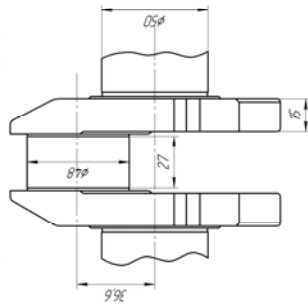
$$c_{0,1} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot (330000 \dots 1630000) \cdot 0,020 \cdot 0,075^2 \cdot 0,080^2}{0,080^2 - 0,075^2} = (11431 \dots 57060) \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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, $c_{0,1} = 10000 \dots 15000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

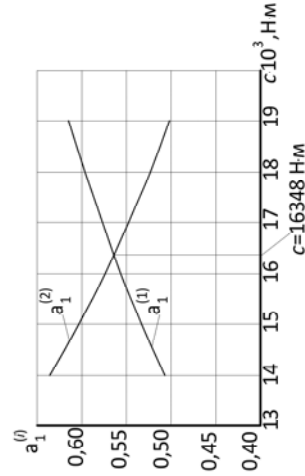
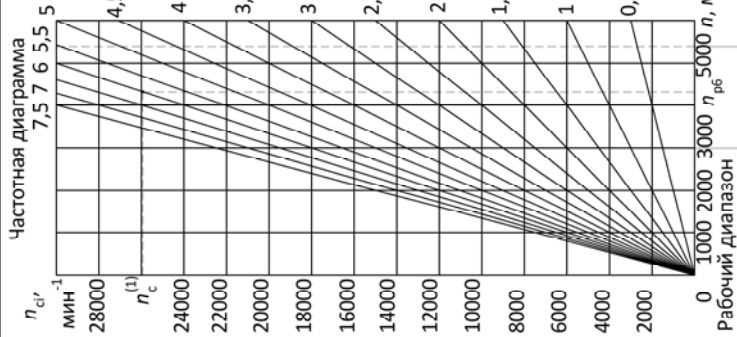
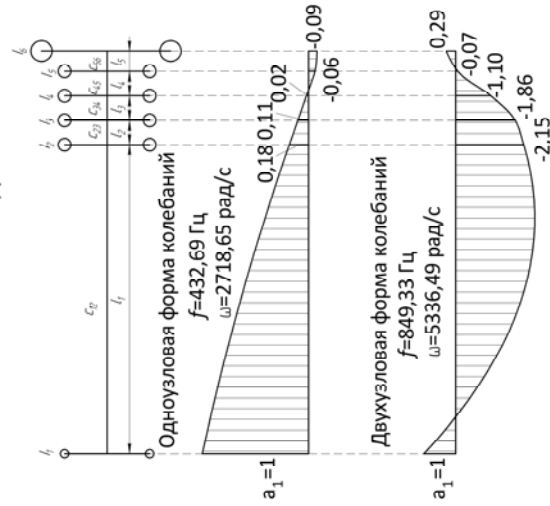
50811810050ПТ.107.010

Чертеж колена вала М (1:1)



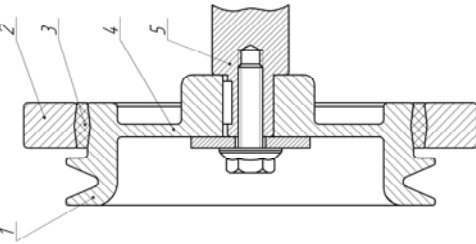
J (кгм ²)	$J_1=0,00395$	$J_2=0,00401$	$J_3=0,00401$	$J_4=0,00401$	$J_5=0,00401$	$J_6=0,05616$
c (Нм)	$c_{12}=35743$	$c_{23}=455455$	$c_{34}=455455$	$c_{45}=455455$	$c_{56}=1306800$	-

Расчетная схема шестимассовой крутильной системы



Изменение относительных амплитуд при крутильных колебаниях корпуса демпфера по первой $a_1^{(1)}$ и второй $a_1^{(2)}$ формам колебаний в зависимости от коэффициента жесткости резинового слоя

Резиновый демпфер крутильных колебаний



1. Шкив
2. Маховик демпфера
3. Резиновый слой
4. Корпус
5. Носок коленчатого вала

Амплитуды маховика корпуса по первой и второй формам колебаний в зависимости от коэффициента жесткости резинового слоя $c_{p,c}$.

c	a_{11}	a_{12}
14000	0,5089	0,6341
15000	0,5335	0,6013
16000	0,5561	0,5727
17000	0,5678	0,5473
18000	0,5958	0,5240
19000	0,6133	0,5024

ВЛГУ.КП.140500.18.1.18.05	
Исполн.	Проф. А.А.Сидоров
Провер.	Проф. А.А.Сидоров
Утверд.	Проф. А.А.Сидоров
Дата	11.02.2018
Лист	11
Курс	Д.С.Сидоров
Специальность	Кафедра ТД и ЭУ
Дисциплина	Д-107

Рис. 46. Примерная компоновка листа № 5 курсового проекта

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 (см. рис. 46).

По нашим данным определяем момент инерции маховика демпфера (2 %)

$I_{м.д} = 0,02 \cdot 0,07613 = 0,00152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а коэффициент жесткости резинового слоя – $c_{0,1} = 16348 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Примечание. В расчетно-пояснительной записке следовало бы привести новую эквивалентную схему крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала ДВС с резиновым демпфером (в данном случае – семимассовая система) с выбранным моментом инерции маховика демпфера $I_{0,1} = 0,00152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Изменяя с каким-либо шагом коэффициент жесткости резинового слоя $c_{0,1}$ от 11431 до 57060 Н·м, провести расчет свободных колебаний и вычислить относительную амплитуду первой массы (корпуса демпфера). После этого строятся графики $a_1^{(1)} = f(c_{0,1})$ и $a_1^{(2)} = f(c_{0,1})$ (при построении графика амплитуду $a_1^{(2)}$ следует брать по абсолютной величине). На пересечении этих графиков определяется оптимальная жесткость резинового слоя демпфера.

Кроме того, необходимо было определить амплитуду вынужденных резонансных колебаний, максимальный угол закрутки и величину касательного напряжения в узловой точке для обоснования применения демпфера крутильных колебаний.

После установки демпфера также определить касательное напряжение в узловой точке от резонансных крутильных колебаний (оно должно быть $\tau < 26 \text{ МПа}$).

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 уравниваемости и методы уравнивания 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. Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
9. Панов, В. В. Динамика двигателей внутреннего сгорания: метод. указания к лабораторным работам /В.В. Панов, С.Г. Драгомиров, А.Н. Гоц, А.М. Шарапов. – Владимир: Влад гос. ун-т, 2003. – 60 с.
10. 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.
11. Конструирование двигателей внутреннего сгорания// Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2011, – 496 с.
12. 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.
13. Программный комплекс «Diesel RK». Бесплатный удаленный доступ к системе ДИЗЕЛЬ-РК <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Vozmojnosti>.
14. 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>

Приложение 1

Министерство образования и науки Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВЛГУ)**

Кафедра «Тепловые двигатели и энергетические установки»

**Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту
на тему «Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма
поршневого двигателя внутреннего сгорания»
по дисциплине «Динамика двигателей»**

Выполнил

студент гр ЭНб-113

Иванов И.И.

Проверил

проф. Петров П.П.

Владимир 2014