

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Кафедра «Техносферная безопасность»

Направление «Агроинженерия»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

Тема: «Модернизация двигателя ВАЗ 21214 с разработкой системы газораспределения»

Шифр ВКР 35.03.06.140.21

Выполнил

студент


подпись

Гаффаров М.А.
Ф.И.О.

Руководитель

доцент
учебное звание


подпись

Гаязисв И.Н.
Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите

(протокол № 6 от 09 марта 2021 г.)

Зав. кафедрой

доцент
учебное звание


подпись

Гаязисв И.Н.
Ф.И.О.

Казань – 2021 г.

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет
Институт механизации и технического сервиса

Кафедра Техническая безопасность

Направление Агроинженерия

Профиль Технический сервис в АПК

«УТВЕРЖДАЮ»

Зав. кафедрой

Гаевский И.И.

« 28 » 01 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту Гаффарову Марсу Альбертовичу

Тема ВКР Модернизация двигателя ВАЗ 21214 с разработкой системы газораспределения

утверждена приказом по вузу от « 24 » феврале 2021 г. № 51

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 05.03.2021.

3. Исходные данные постектные исследования

4. Перечень подлежащих разработке вопросов

- 1) Особенности и принцип работы газораспределительного механизма двигателя ВАЗ 21214
- 2) Технологическая часть
- 3) Конструктивная часть

5. Перечень графических материалов 1) Анализ существующих газораспределительных механизмов. 2) Редукционирование системы уменьшение Дав газораспределение. 3) Работа фазовращателя. 4) Обвигатель усовершенствованный. 5) Фазовращатель. 6) Экономические показатели.

6. Консультанты по ВКР

Раздел (подраздел)	Консультант
Раздел 1	Газиев И.Н.
Раздел 2	Газиев И.Н.
Раздел 3	Газиев И.Н.

7. Дата выдачи задания

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
	Раздел 1	05.02.2021.	
	Раздел 2	19.02.2021.	
	Раздел 3	05.03.2021.	

Студент



(Гарфаров И.А.)

Руководитель ВКР



(Газиев И.Н.)

АННОТАЦИЯ

На выпускную квалификационную работу Гаффарова М.А. на тему «Модернизация двигателя ВАЗ 21214 с разработкой системы газораспределения».

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 76 листах машинописного текста и графической части на 6 листах формата А1.

Пояснительная записка состоит из введения, трех разделов, заключения и списка литературы.

В первом разделе приводится обзор существующих конструкций ГРМ, ГРМ с изменяемыми фазами газораспределения.

Во втором разделе приводится технологический и динамический расчет двигателя, построение индикаторной диаграммы.

В третьем разделе приводится общая схема газораспределительного механизма с устройством фазовращателя. Экологическая безопасность. Расчет технико-экономической эффективности.

ANNOTATION

For the final qualifying work Gaffarova M.A. on the topic "Modernization of the VAZ 21214 engine with the development of a gas distributor system".

The final qualifying work consists of an explanatory note on 76 sheets of typewritten text and a graphic part on 6 sheets of A1 format.

The explanatory note consists of an introduction, three sections, a conclusion and a list of references.

The first section provides an overview of the existing designs of the timing, timing with variable valve timing.

The second section provides technological and dynamic calculation of the engine, construction of an indicator diagram.

The third section provides a general diagram of a gas distribution mechanism with a phase shifter device. Environmental Safety. Calculation of technical and economic efficiency.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр
ВВЕДЕНИЕ	8
 1 ОСОБЕННОСТИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ 21214	 9
1.1 Обзор существующих конструкций ГРМ	11
1.2 ГРМ с изменяемыми фазами газораспределения	22
 2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	 31
2.1 Определение параметров конца впуска	31
2.2 Определение параметров конца сжатия	32
2.3 Определение параметров сгорания	32
2.4 Определение параметров расширения	34
2.5 Определение параметров, характеризующих цикл в целом	35
2.6 Определение параметров, характеризующих двигатель в целом	 37
2.7 Определение основных размеров двигателя	37
2.8 Построение индикаторной диаграммы	39
2.9 Динамический расчет двигателя	41
 3 КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ	 43
3.1 Общая схема газораспределительного механизма с устройством фазовращателя	 43
3.2 Определение масс деталей поршневой и шатунной групп	46
3.3 Расчет деталей поршневой группы	49
3.4 Расчет деталей фазовращателя	57
3.5 Расчет элементов газораспределительного механизма	58
3.6 Экологическая безопасность	63

3.7	Физическая культура на производстве	65
3.8	Расчёт технико-экономической эффективности	67
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.....		72
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....		73
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....		77

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в автотранспортных средствах наибольшее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания, бензиновые и дизели. С каждым годом требования по экологичности и экономичности, предъявляемые к ним, все более ужесточаются, что приводит к усложнению конструкции двигателей и их удорожанию. Вместе с тем ДВС традиционной компоновки практически достигли предела развития, и, чтобы уложиться в жесткие рамки стандартов, конструкторы все чаще обращают внимание на, казалось бы, неизбежные показатели двигателей, заложенные в их конструкции.

У традиционного поршневого ДВС есть несколько основных параметров, заданных раз и навсегда при проектировании. Это степень сжатия, рабочий объем и фазы газораспределения. Однако инженерная мысль не стоит на месте и в последнее десятилетие появилось несколько любопытных технических решений, позволяющих из одного двигателя получить, по сути, несколько, работающих в различных режимах.

Такой качественный скачок был обусловлен введением в развитых странах жестких норм на выбросы токсичных компонентов с ОГ двигателей. Предстоящее в ближайшие годы введение в России европейских норм стратегически определяет направление развития систем питания автомобильных двигателей.

Очевидно, что дальнейшее проведение исследовательских и опытно-конструкторских работ в области совершенствования конструкции поршневых ДВС не может продолжаться без учета достижений ведущих автомобильных фирм мира.

1 ОСОБЕННОСТИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ - 21214

Газораспределительным называется механизм, осуществляющий открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов двигателя. Газораспределительный механизм служит для своевременного впуска горючей смеси или воздуха в цилиндры двигателя и выпуска из цилиндров отработавших газов. В двигателях автомобилей применяются газораспределительные механизмы с верхним расположением клапанов. Верхнее расположение клапанов позволяет увеличить степень сжатия двигателя, улучшить наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом и упростить техническое обслуживание двигателя в эксплуатации. Двигатели автомобилей могут иметь газораспределительные механизмы различных типов (рисунок 1.1), что зависит от компоновки двигателя и, главным образом, от взаимного расположения коленчатого вала, распределительного вала и впускных и выпускных клапанов. Число распределительных валов зависит от типа двигателя. При верхнем расположении распределительный вал устанавливается в головке цилиндров, где размещены клапаны. Открытие и закрытие клапанов производится непосредственно от распределительного вала через толкатели или рычаги привода клапанов. Привод распределительного вала осуществляется от коленчатого вала с помощью роликовой цепи или зубчатого ремня. Верхнее расположение распределительного вала упрощает конструкцию двигателя, уменьшает массу и инерционные силы возвратно-поступательно движущихся деталей механизма и обеспечивает высокую надежность и бесшумность его работы при большой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Цепной и ременный приводы распределительного вала также обеспечивают бесшумную работу газораспределительного механизма. При нижнем расположении распределительный вал устанавливается в блоке цилиндров

рядом с коленчатым валом. Открытие и закрытие клапанов производится от распределительного вала через толкатели штанги и коромысла. Привод распределительного вала осуществляется с помощью шестерен от коленчатого вала.

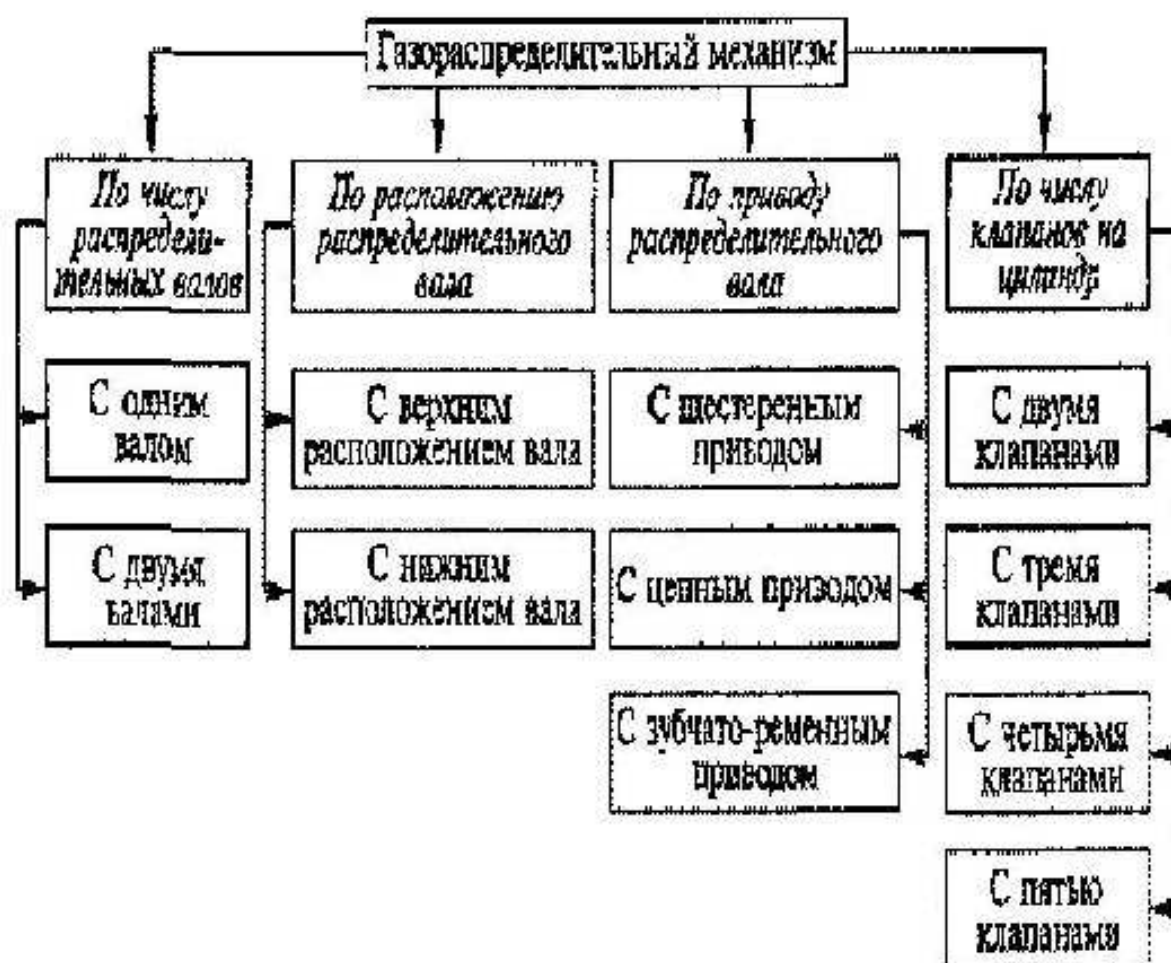


Рисунок 1.1 - Типы газораспределительных механизмов, классифицированных по различным признакам

При нижнем расположении распределительного вала усложняется конструкция газораспределительного механизма и двигателя. При этом возрастают инерционные силы возвратно-поступательно движущихся деталей газораспределительного механизма. Число распределительных валов в газораспределительном механизме и число клапанов на один цилиндр зависят от типа двигателя. Так, при большем числе впускных и выпускных клапанов обеспечивается лучшее наполнение цилиндров горючей смесью и

их очистка от отработавших газов. В результате двигатель может развивать большую мощность и крутящий момент. При нечетном числе клапанов на цилиндр число впускных клапанов на один клапан больше, чем выпускных.

Газораспределительный механизм обеспечивает своевременное поступление в цилиндры двигателя горючей смеси (или воздуха) и выпуск отработавших газов. При работе газораспределительного механизма стержень клапана движется возвратно - поступательно в направляющей втулке.

На нижнем конце втулки свободно устанавливается пружина, верхний торец которой упирается в блок, а нижний в тарелку, закрепленную на конце стержня клапана сухариками. Закрытие клапана происходит под действием пружины по мере того, как выступ кулачка выходит из под толкателя.

От зубчатого шкива коленчатого вала ремнём вращения передается на зубчатый шкив распределительного вала. При вращении распределительного вала его кулачок набегает на рычаг, который, поворачиваясь на сферической опоре регулировочного болта, другим концом нажимает на стержень клапана и открывает отверстие, сообщающее камеру сгорания цилиндра впускным (впускной клапан) или выпускным (выпускной клапан) трубопроводом. При дальнейшем повороте вала кулачок сходит выпуклой частью с рычага, который при помощи шпильчатой пружины возвращается в исходное положение, а клапан под действием пружины закрывается. При этом между рычагом и задним кулачком образуется тепловой зазор, который обеспечивает плотное закрытие клапана при удлинении его стержня вследствие нагрева во время работы двигателя.

1.1 Обзор существующих конструкций ГРМ.

Газораспределительные механизмы независимо от расположения распределительных валов в двигателе включают в себя клапанную группу, передаточные детали и распределительные валы с приводом. В клапанную группу входят впускные и выпускные клапаны, направляющие втулки

клапанов и пружины клапанов с деталями крепления. Передаточными деталями являются толкатели, направляющие втулки толкателей, штанги толкателей, коромысла, ось коромысел, рычаги привода клапанов, регулировочные шайбы и регулировочные болты. Однако при верхнем расположении распределительного вала толкатели, направляющие втулки и штанги толкателей, коромысла и ось коромысел обычно отсутствуют.

На рисунке 1.2 представлен газораспределительный механизм двигателя с верхним расположением клапанов, с верхним расположением распределительного вала с цепным приводом и с двумя клапанами на цилиндр. Он состоит из распределительного вала с корпусом подшипников, привода распределительного вала, рычагов привода клапанов, опорных регулировочных болтов клапанов и, направляющих втулок, пружин и клапанов с деталями крепления.

Распределительный вал обеспечивает своевременное открытие и закрытие клапанов. Распределительный вал — пятиопорный, отлит из чугуна. Он имеет опорные шейки и кулачки (впускные и выпускные). Внутри вала проходит канал, через который подводится масло от средней опорной шейки к другим шейкам и кулачкам. К переднему торцу вала крепится ведомая звездочка цепного привода. Вал устанавливается в специальном корпусе подшипников, отлитом из алюминиевого сплава, который закреплен на верхней плоскости головки блока цилиндров. От осевых перемещений распределительный вал фиксируется упорным фланцем, который входит в канавку передней опорной шейки вала и прикрепляется к торцу корпуса подшипников.

Привод распределительного вала осуществляется через установленную на нем ведомую звездочку двухрядной роликовой цепью от ведущей звездочки коленчатого вала. Этой цепью также вращается звездочка вала привода масляного насоса. Привод распределительного вала имеет полуавтоматический натяжной механизм, состоящий из башмака и натяжного устройства. Цепь натягивается башмаком, на который

воздействуют пружины натяжного устройства. Для гашения колебаний ведущей ветви цепи служит успокоитель. Башмак и успокоитель имеют стальной каркас с привулканизированным слоем резины. Ограничительный палец предотвращает спадание цепи при снятии на автомобиле ведомой звездочки распределительного вала.

Клапаны открывают и закрывают впускные и выпускные каналы. Клапаны установлены в головке блока цилиндров в один ряд под углом к вертикальной оси цилиндров двигателя. Впускной клапан для лучшего наполнения цилиндров горючей смесью имеет головку большего диаметра, чем выпускной клапан. Он изготовлен из специальной хромистой стали, обладающей высокой износостойкостью и теплопроводностью. Выпускной клапан работает в более тяжелых температурных условиях, чем впускной. Он выполнен составным. Его головку делают из жаропрочной хромистой стали, а стержень — из специальной хромистой стали.

Каждый клапан состоит из головки и стержня. Головка имеет конусную поверхность (фаску), которой клапан при закрытии плотно прилегает к седлу из специального чугуна, установленному в головке блока цилиндров и имеющему также конусную поверхность.

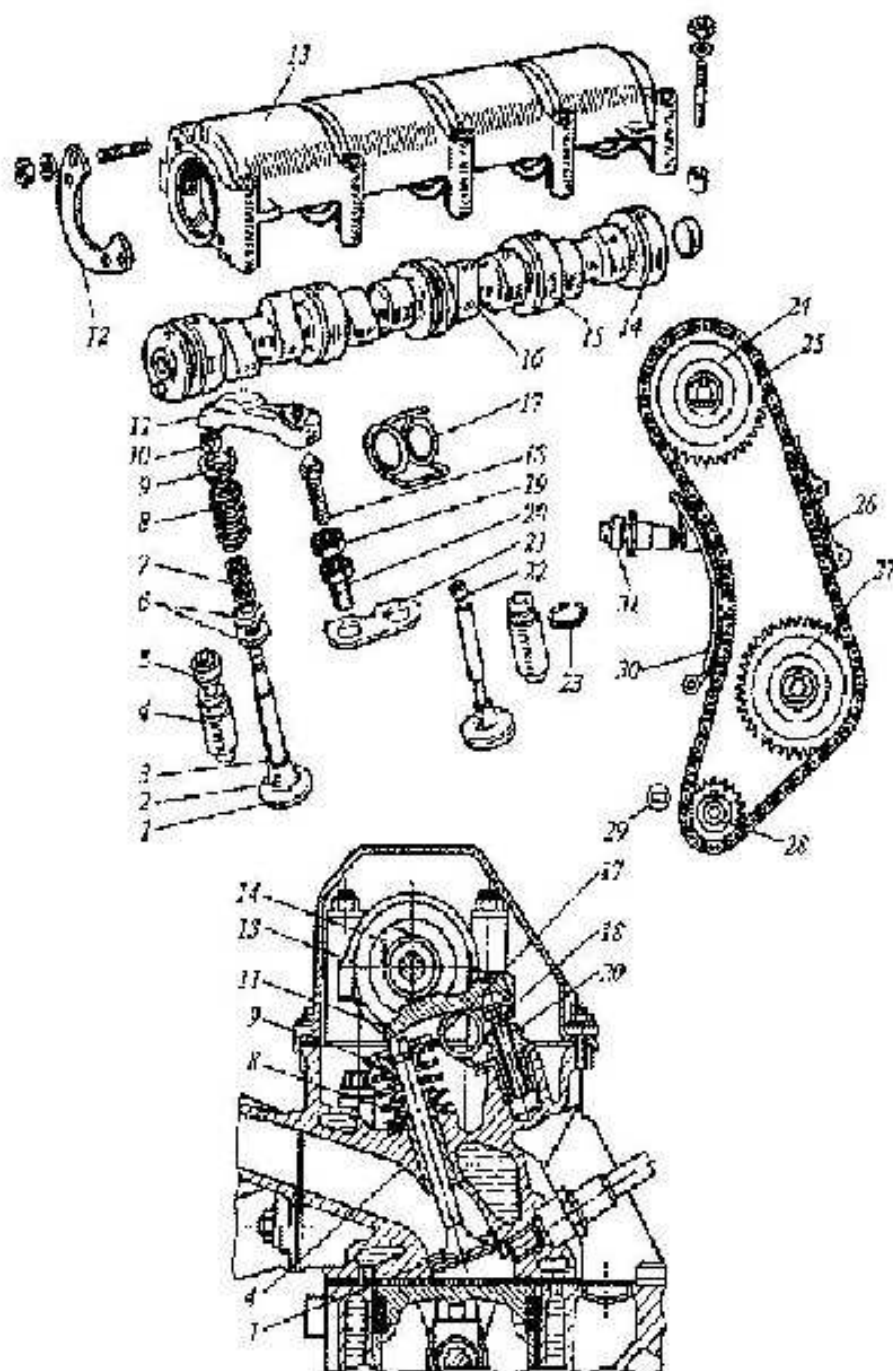
Стержень клапана перемещается в чугунной направляющей втулке, запрессованной и фиксируемой стопорным кольцом в головке блока цилиндров, обеспечивающей точную посадку клапана. На втулку надевается маслоотражательный колпачок из маслостойкой резины. Клапан имеет две цилиндрические пружины: паружную к внутренней. Пружины крепятся на стержне клапана с помощью шайб, тарелки и разрезного сухаря. Клапан приводится в действие от кулачка распределительного вала стальным кованым рычагом, который опирается одним концом на регулировочный болт, а другим — на стержень клапана. Число распределительных валов в газораспределительном механизме и число клапанов на один цилиндр зависят от типа двигателя. Так, при большем числе впускных и выпускных клапанов обеспечивается лучшее наполнение цилиндров горючей смесью и

их очистка от отработавших газов верхним расположением клапанов, с верхним расположением распределительного вала с цепным приводом и с двумя клапанами на цилиндр. Он состоит из распределительного вала с корпусом подшипников, привода распределительного вала, рычагов привода клапанов, опорных регулировочных болтов клапанов и направляющих втулок, пружин и клапанов. Он ввертывается в резьбовую втулку, закрепленную в головке блока цилиндров и застопоренную пластиной, и фиксируется гайкой. Регулировочным болтом устанавливается необходимый зазор между кулачком распределительного вала и рычагом привода клапана, равный 0,15 мм на холодном двигателе и 0,2 мм на горячем двигателе (прогретом до 75...85°C). Пружина создает постоянный контакт между концом рычага привода и стержнем клапана.

Этот зазор обеспечивает плотное закрытие клапанов при их удлинении в результате нагрева во время работы. При недостаточном тепловом зазоре или его отсутствии происходит неполное закрытие клапанов, что приводит к утечке газов, быстрому обгоранию фасок головок клапанов и снижению мощности двигателя.

Особенностью привода распределительного вала (рисунок 1.3) является применение ременной передачи. Привод распределительного вала осуществляется через установленный на нем зубчатый шкив ремнем от зубчатого шкива коленчатого вала. С помощью этого ремня также вращается зубчатый шкив вала привода масляного насоса.

Ремешь зубчатый, изготовлен из резины, армированной стекловолокном. Зубья ремня имеют трапециевидную форму. Ремешь натягивается с помощью натяжного ролика, закрепленного на кронштейне. Натяжение ремня регулируют пружиной на неработающем двигателе при ослабленных болтах крепления кронштейна натяжного ролика. Привод распределительного вала работает без смазки и снаружи закрыт тремя пластмассовыми крышками.

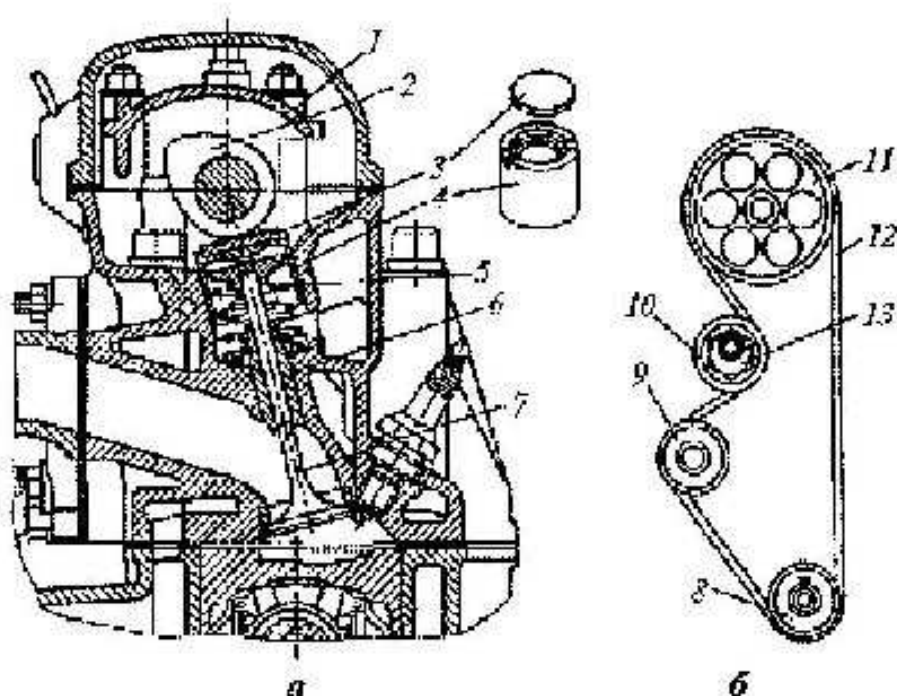


1, 22 – клапаны; 2 – головка; 3 – стержень; 4, 20 – втулки; 5 – колпачок; 6 – шайбы; 7, 8, 17 – пружины; 9 – тарелка; 10 – сухарь; 11 – рычаг; 12 – фланец; 13 – корпус; 14 – распределительный вал; 15 – шейка; 16 – кулачок; 18 – болт; 19 – гайка; 21 – шайба; 23 – кольцо; 24, 27, 28 – звездочки; 25 – цепь; 26 – успокоитель; 29 – палец; 30 – баншак; 31 – натяжное устройство

Рисунок 1.2 – Газораспределительный механизм легкового автомобиля с цепным приводом

Газораспределительный механизм двигателя, представленный на (рисунке 1.4) состоит из распределительного вала с двумя корпусами подшипников, привода распределительного вала, толкателей, регулировочных шайб, направляющих втулок, клапанов, пружин клапанов с деталями крепления.

Распределительный вал чугунный, литой. В задней части вала находится эксцентрик для привода топливного насоса. Корпуса подшипников распределительного вала отлиты из алюминиевого сплава. В них находятся верхние половины опор под шейки распределительного вала: две в переднем корпусе и три в заднем. Толкатели клапанов — стальные, цилиндрические, передают усилия от кулачков распределительного вала на клапаны.



1 — корпус; 2 — распределительный вал; 3 — шайба; 4 — толкатель; 5 — пружина; 6 — втулка; 7 — клапан; 8, 9, 11 — шкивы; 10 — ролик; 12 — ремень; 13 — ось

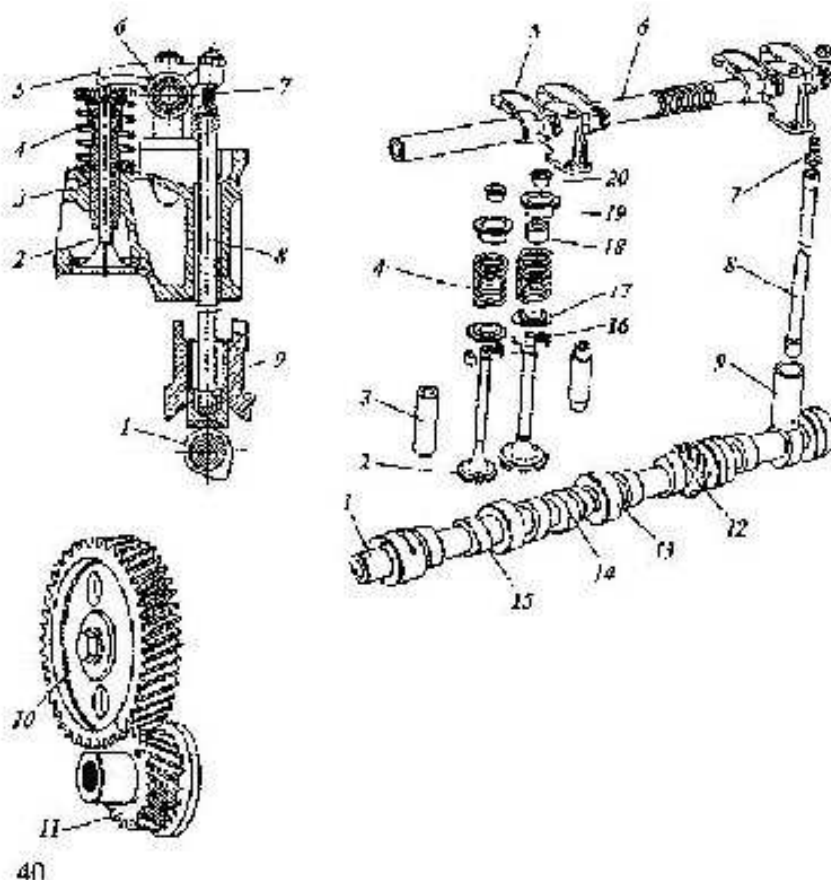
Рисунок 1.3 Газораспределительный механизм с верхним расположением распределительного вала и его привод.

В верхней части толкателей имеется гнездо для установки регулировочной шайбы. Регулировочные шайбы — плоские, стальные, толщиной 3,00... 4,25 мм с интервалом через каждые 0,05 мм. Подбором толщины этих шайб регулируется тепловой зазор между шайбой и кулачком распределительного вала. Клапаны 7 (впускной, выпускной) отличаются по конструкции и изготовлены из разных сталей. Впускной клапан имеет головку большего диаметра, чем выпускной. Он выполнен из хромоникельмолибденовой стали. Выпускной клапан — составной, сварен из двух частей. Головка клапана изготавливается из жаропрочной хромоникельмарганцовистой стали, а стержень — из хромоникельмолибденовой стали. Направляющие втулки клапанов чугунные, запрессовываются и фиксируются стопорными кольцами в головке блока цилиндров.

Пружины (наружная, внутренняя) прижимают клапан к седлу и не дают ему отрываться от толкателя. Они также исключают возникновение резонансных колебаний деталей.

Привод распределительного вала производится через установленный на нем зубчатый шкив ремнем от зубчатого шкива коленчатого вала. Этим же ремнем вращается зубчатый шкив насоса охлаждающей жидкости. Ремень зубчатый, резиновый, армирован стекловолокном. Зубья ремня имеют полукруглую форму верхним расположением клапанов, с верхним расположением распределительного вала с цепным приводом и с двумя клапанами на цилиндр. Он состоит из распределительного вала с корпусом подшипников, привода распределительного вала, рычагов привода клапанов, опорных регулировочных болтов клапанов и, направляющих втулок, пружин и клапанов с деталями крепления.

Механизм включает в себя распределительный вал, привод распределительного вала, толкатели, штанги толкателей, регулировочные винты, ось коромысел, коромысла, клапаны, направляющие втулки клапанов и пружины с деталями крепления.



1 – распределительный вал; 2 – клапан; 3, 20 – втулки; 4 – пружина; 5 – коромысло; 6 – ось; 7 – винт; 8 – штанга; 9 – толкатель; 10, 11, 12 – шестерни; 13 – шейка; 14 – эксцентрик; 15 – кулачок; 16 – сухарь; 17, 19 – шайбы; 18 – колпачок

Рисунок 1.4 – Газораспределительный механизм с нижним расположением распределительного вала

Распределительный вал – стальной, кованый, имеет пять опорных шеек, кулачки (впускные и выпускные), шестерню привода масляного насоса и распределителя зажигания, а также эксцентрик привода топливного насоса. Вал установлен в блок цилиндров двигателя на запрессованных биметаллических втулках, изготовленных из стали и покрытых изнутри слоем свинцовистого баббита.

Привод распределительного вала осуществляется через прикрепленную к его переднему концу ведомую шестерню, изготовленную из текстолита. Она находится в зацеплении с ведущей стальной шестерней, установленной

на коленчатом валу. Обе шестерни выполнены косозубыми для уменьшения шума и обеспечения плавной работы. Передаточное отношение шестеренного привода — отношение числа зубьев ведущей шестерни к числу зубьев ведомой шестерни — равно 1:2, т. е. ведомая шестерня имеет в два раза больше зубьев, чем ведущая шестерня. Это необходимо для того, чтобы за два оборота коленчатого вала распределительный вал совершал один оборот, обеспечивая за полный цикл двигателя открытие впускного и выпускного клапанов каждого цилиндра по одному разу.

Толкатели служат для передачи усилия от кулачков распределительного вала к штангам. Они изготовлены из стали, и их торцы, соприкасающиеся с кулачками, выполнены сферическими и наплавлены отбеленным чугуном для уменьшения изнашивания. Внутри толкатели имеют сферические углубления для установки штанг. Толкатели перемещаются в направляющих отверстиях блока цилиндров.

Штанги передают усилие от толкателей к коромыслам. Они изготовлены из алюминиевого сплава, и на их концы напрессованы стальные наконечники.

Коромысла предназначены для передачи усилия от штанг к клапанам. Коромысла стальные, имеют неравные плечи для уменьшения высоты подъема толкателей и штанг, в их короткие плечи ввернуты винты для регулирования теплового зазора. Коромысла установлены на втулках на полой оси, закрепленной в головке цилиндров.

Клапаны изготовлены из легированных жаропрочных сталей. Для лучшего наполнения цилиндров двигателя горючей смесью диаметр головки у впускного клапана больше, чем у выпускного.

Пружины изготовлены из рессорно-пружинной стали. Детали их крепления являются пайбы и, сухари и втулки.

Резиновые маслоотражательные колпачки, установленные на впускных клапанах, исключают проникновение масла через зазоры между направляющими втулками и стержнями впускных клапанов.

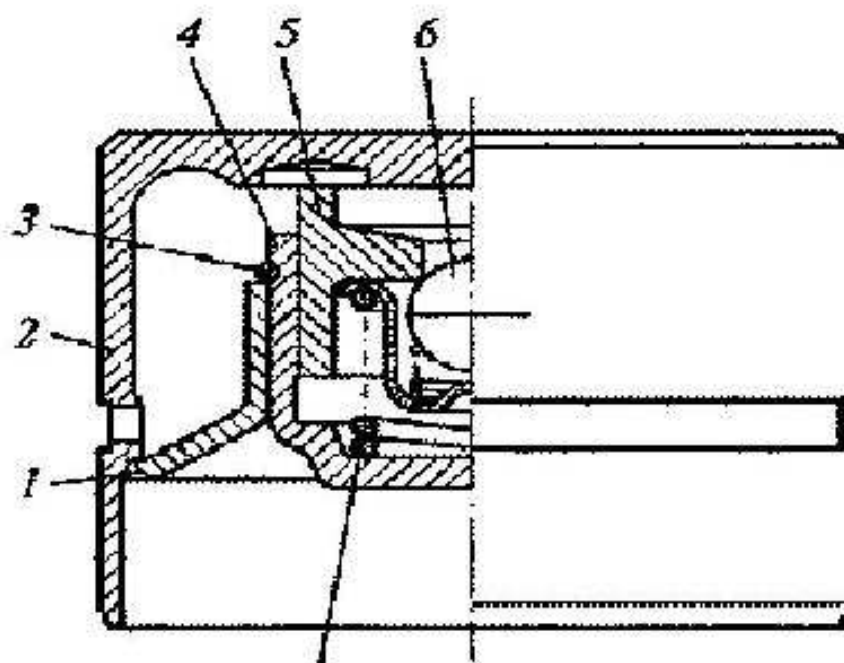
Газораспределительный механизм работает следующим образом. При вращении распределительного вала его кулачки поочередно набегают на толкатели в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Усилие от толкателей через штанги передается к коромыслам, которые, поворачиваясь на оси, воздействуют на стержни клапанов, преодолевают сопротивление пружин и открывают клапаны. При дальнейшем повороте распределительного вала кулачки сходят с толкателей, которые вместе со штангами и коромыслами возвращаются в исходное положение под действием пружин, закрывающих также клапаны.

В настоящее время в газораспределительных механизмах двигателей легковых автомобилей для привода впускных и выпускных клапанов находят широкое применение гидравлические толкатели.

Гидравлические толкатели автоматически обеспечивают постоянный (беззазорный) контакт кулачков распределительного вала с клапанами, компенсируют износ сопрягаемых деталей (распределительного вала и клапанной группы) и исключают необходимость регулирования тепловых зазоров клапанов в эксплуатации.

Гидравлический толкатель (рисунок 1.5) состоит из корпуса, компенсатора и шарикового клапана. В корпусе толкателя приварена направляющая втулка, в которой стопорным кольцом закреплён компенсатор. Компенсатор состоит из корпуса и поршня, между которыми установлена разжимная пружина, а в поршне размещён шариковый клапан. Внутренняя полость компенсатора заполнена маслом, которое поступает в компенсатор при открытом клапане из корпуса гидротолкателя. В корпус гидротолкателя масло подается из масляной магистрали головки цилиндров через наружную канавку и отверстие, выполненные в корпусе.

Гидротолкатель каждого клапана установлен между торцом стержня клапана и кулачком распределительного вала в отверстии, расточенном в головке цилиндров.



1 – втулка; 2, 4 – корпуса; 3 – кольцо; 5 – поршень; 6 – клапан;
7 – пружина

Рисунок 1.5 – Гидравлический толкатель.

Работает гидравлический толкатель следующим образом.

При набегании кулачка распределительного вала на толкатель усилие от кулачка передается на торец его корпуса, который перемещает поршень компенсатора, преодолевая сопротивление пружины. При этом шариковый клапан закрывается и запирает находящееся внутри компенсатора масло, через которое и передается усилие от распределительного вала к впускному или выпускному клапану, и клапан открывается. При перемещении поршня часть масла из компенсатора через зазор между поршнем и корпусом вытескает в корпус толкателя, и поршень немного вдвигается в корпус компенсатора.

При обегании кулачка распределительного вала с толкателя пружина прижимает поршень к корпусу толкателя, обеспечивая его беззазорный контакт с кулачком распределительного вала. При этом шариковый клапан открывается, впускает масло в компенсатор, а впускной или выпускной клапан закрывается.

1.2 ГРМ с изменяемыми фазами газораспределения

Продолжительность открытия впускных и выпускных клапанов, выраженная в градусах угла поворота коленчатого вала относительно мертвых точек, называется фазами газораспределения.

Наивысшие мощностные показатели работы двигателя могут быть достигнуты при наилучшем наполнении цилиндров горючей смесью и наиболее полной их очистке от отработавших газов. Поэтому продолжительность фаз впуска и выпуска установлена больше 180° за счет того, что моменты открытия и закрытия клапанов не совпадают с положениями поршня в верхней и нижней мертвых точках. Так, впускной клапан открывается в конце такта выпуска до прихода поршня в ВМТ с опережением на 12° (рисунке 1.6, а) у двигателей заднеприводных автомобилей ВАЗ и 33° (рисунок 1.6, б) у двигателей переднеприводных автомобилей ВАЗ, а закрывается в начале такта сжатия после прихода поршня в НМТ с запаздыванием соответственно на 40 и 79° . Продолжительность впуска горючей смеси в цилиндры двигателей составляет соответственно 232 и 292° , что обеспечивает наилучшее их наполнение.

Выпускной клапан открывается в конце такта рабочего хода до прихода поршня в НМТ с опережением на 42 и 47° , а закрывается в начале такта впуска после прихода поршня в ВМТ с запаздыванием соответственно на 10 и 17° . Продолжительность выпуска отработавших газов из цилиндров двигателей составляет соответственно 232 и 244° , что обеспечивает наиболее полную их очистку от газов.

В конце такта выпуска и в начале такта впуска происходит перекрытие клапанов, когда оба клапана (впускной и выпускной) открыты одновременно. Продолжительность перекрытия клапанов составляет для двигателей 22 и 50° . Перекрытие клапанов длится небольшой промежуток времени и не оказывает влияния на работу двигателя.

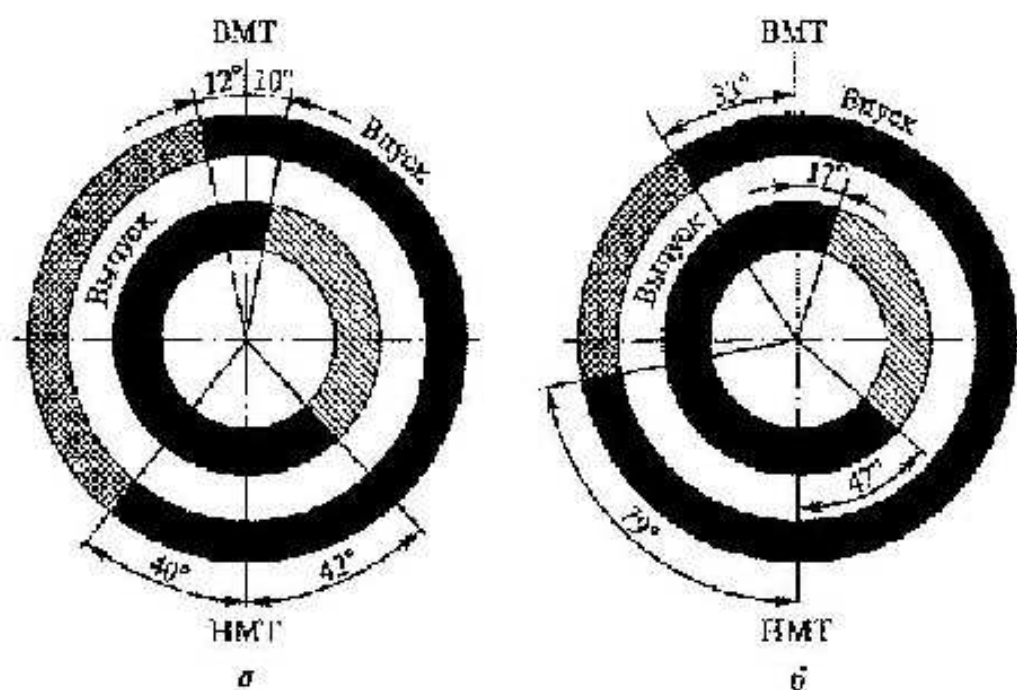


Рисунок 1.6 – Фазы газораспределения двигателей

В процессе эксплуатации необходимо следить за правильной установкой фаз газораспределения. Она обеспечивается совмещением специальных меток на шкивах распределительного и коленчатого валов и соответствующих меток на двигателе или совмещением меток на шестернях привода.

Постоянство фаз газораспределения сохраняется только при соблюдении регулярных тепловых зазоров в газораспределительном механизме. При увеличении зазоров продолжительность открытия клапанов уменьшается, а при уменьшении — увеличивается.

Фазы газораспределения. За один рабочий цикл в цилиндре двигателя происходит четыре такта — впуск горючей смеси, сжатие, рабочий ход и выпуск отработавших газов. Эти такты осуществляются за два оборота коленчатого вала, т.е. каждый такт происходит за пол-оборота (180°) коленчатого вала.

Впускной клапан начинает открываться с опережением, т.е. до подхода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) на расстояние, соответствующее 33° поворота коленчатого вала до ВМТ. Это необходимо для того, чтобы клапан

был полностью открытым, когда поршень пойдет вниз, и через полностью открытое впускное отверстие поступило по возможности больше свежей горючей смеси.

Впускной клапан закрывается с запаздыванием, т.е. после прохождения поршнем нижней мертвой точки (НМТ) на расстоянии, соответствующем 79° поворота коленчатого вала после НМТ. Вследствие инерционного напора струи всасываемой горючей смеси она продолжает поступать в цилиндр, когда поршень уже начал движение вверх, и тем самым обеспечивается лучшее наполнение цилиндра. Таким образом, впуск практически происходит за время поворота коленчатого вала на 292° .

Выпускной клапан начинает открываться еще до полного окончания рабочего хода, до подхода поршня к НМТ на расстояние, соответствующее 47° поворота коленчатого вала до НМТ. В этот момент давление в цилиндре еще довольно велико, и газы начинают интенсивно истекать из цилиндра, в результате чего их давление и температура быстро падают. Это значительно уменьшает работу двигателя во время выпуска и предохраняет двигатель от перегрева.

Выпуск продолжается и после прохождения поршнем ВМТ, т.е. когда коленчатый вал повернется на 17° после ВМТ. Таким образом, продолжительность выпуска составляет 244° .

Из диаграммы фаз видно, что существует такой момент (50° поворота коленчатого вала около ВМТ), когда открыты одновременно оба клапана впускной и выпускной. Такое положение называется перекрытием клапанов. Из-за малого промежутка времени перекрытия клапанов не приводит к проникновению отработавших газов во впускной трубопровод, а наоборот, инерция потока отработавших газов вызывает подсос горючей смеси в цилиндр и тем самым улучшает его наполнение.

Описанные фазы газораспределения имеют место при зазоре Δ между кулачком распределительного вала и толкателем клапана на холодном двигателе.

Чтобы обеспечить согласование моментов открытия и закрытия клапанов с углами поворота коленчатого вала (т.е. обеспечить правильную установку фаз газораспределения), на деталях двигателя имеются метки: на задней крышке зубчатого ремня, на шкиве распределительного вала, на передней крышке зубчатого ремня, на шкиве привода генератора, на крышке масляного насоса, на зубчатом шкиве коленчатого вала.

Если фазы газораспределения установлены правильно, то при положении поршня первого цилиндра в ВМТ в конце такта сжатия метка на задней крышке зубчатого ремня должна совпадать с меткой на шкиве распределительного вала, а метка на зубчатом шкиве коленчатого вала с меткой на крышке масляного насоса.

Когда полость привода распределительного вала закрыта передней крышкой, то положение коленчатого вала можно определить по меткам на шкиве привода генератора и передней крышке зубчатого ремня. При положении поршня четвертого цилиндра в ВМТ метка на шкиве должна совпадать с меткой на крышке привода распределительного вала. Кроме того, можно пользоваться меткой на маховике и шкалой в люке картера сцепления.

Порядок работы двигателя. Для плавной работы многоцилиндрового двигателя и уменьшения неравномерных нагрузок на коленчатый вал рабочие процессы в различных цилиндрах должны происходить в определенной последовательности (порядке). Порядок работы цилиндров двигателя зависит от расположения шеек коленчатого вала и кулачков распределительного вала составляет 1-3-4-2.

Когда в первом цилиндре поршень движется вниз в диапазоне от 0° до 180° поворота, происходит сжатие и расширение газов. Во время расширения газы совершают полезную работу, поэтому этот такт называют рабочим ходом. Третий цилиндр отстает от первого на 180° , и в нем поршень движется вверх, осуществляя сжатие рабочей смеси. В четвертом цилиндре, отстающем от первого на 360° , а от третьего на 180° , поршень движется вниз, и происходит впуск горючей смеси. И, наконец, во втором цилиндре,

отстающем по циклу рабочего процесса на 540° от первого цилиндра, в это время поршень движется вверх, и происходит выпуск отработавших газов. Аналогично в диапазоне от 180° до 360° поворота первой шатушной шейки рабочий ход происходит в третьем цилиндре, сжатие — в четвертом, впуск — во втором и выпуск в первом.

При нормальном техническом состоянии механизма газораспределения обеспечиваются заданные углы начала открытия и конца закрытия клапанов относительно верхних и нижних мертвых точек поршней (фазы газораспределения), а значит, и оптимальные условия наполнения цилиндров воздухом, не нарушается динамика движения деталей механизма и происходит умеренное нарастание их износа.

Во время работы двигателя кулачки распределительного вала, перемещаясь по тарелкам толкателей, преодолевают сопротивление клапанных пружин, силы инерции движущихся масс, силы трения толкателей, втулок коромысел и стержней клапанов, а также давление газов, действующих на тарелки клапанов. При взаимодействии кулачков с тарелками толкателей происходит изнашивание их поверхностей под влиянием сил трения, скольжения и качения. Кроме того, на процесс изнашивания кулачков влияют нагрузка, скорость перемещения трущихся поверхностей, качество смазки, температура и др.

В наиболее тяжелых условиях находится вершина кулачка. Это объясняется тем, что по мере подъема кулачка и возрастания упругости пружины повышается напряжение сжатия на рабочей поверхности кулачка, достигая максимальной величины на вершине при полном открытии клапана. В этот момент происходит пластическое деформирование металлов, влекущее за собой разрыв масляной пленки, в результате чего происходит непосредственное взаимодействие металлов, обуславливающее интенсивное молекулярно-механическое изнашивание трущихся поверхностей. При перемещении же по тарелке толкателя затылка кулачка последний испытывает сравнительно небольшую нагрузку, равную лишь весу толкателя.

и штанги, благодаря чему на поверхности трения имеют место преимущественно упругие деформации металлов, не нарушающие нормальных условий смазки трущихся поверхностей. Поэтому затылок кулачка изнашивается незначительно. Интенсивность изнашивания нарастает на участках профиля кулачка, соответствующих началу набегания и концу сбегания.

Неравномерное изнашивание профиля кулачков приводит к искажению их формы, в связи с чем уменьшается «время $\times$ сечение» открытия клапанов, возрастают потери во впускной и выпускной системах. По отмеченным причинам ухудшаются условия наполнения цилиндров воздухом и очистки их от отработавших газов. Все это снижает мощность и экономичность двигателя. Так, при износе кулачков по высоте на 1 мм мощность двигателя снижается на 5—7%. Износ впускных кулачков оказывает большее влияние на снижение мощности, чем износ выпускных кулачков, что объясняется следующими причинами. Одинаковый износ впускного и выпускного кулачков до определенного предела примерно в равной степени влияет на уменьшение кислорода в сжатом воздухе, которое происходит в первом случае за счет уменьшения количества воздуха, засасываемого в цилиндр, а во втором — за счет повышенного остатка в цилиндре отработавших газов. С понижением же коэффициента наполнения, кроме того, уменьшается давление конца сжатия, что влечет за собой ухудшение процесса сгорания топлива.

В процессе эксплуатации двигателя происходит изнашивание рабочих фасок клапанов и пьезд головки цилиндров, в результате чего нарушается их герметичность. Это влечет за собой усиленный прорыв газов через неплотности клапанов на тактах сжатия и расширения, а следовательно, снижение мощности и экономичности двигателя. При прорыве горячих газов через неплотности выпускных клапанов, имеющих по сравнению с впускным значительно более высокую температуру, происходит их обгорание, которое, в свою очередь, усиливает интенсивность пропуска

газов. Если вовремя не предотвратить этот процесс, то возможен обрыв клапана и выход двигателя из строя. Поэтому необходимо периодически притирать клапаны к гнездам. Перед притиркой для образования рабочего пояска клапаны шлифуют, а гнезда фрезеруют, вследствие чего увеличивается утопание клапанов, а следовательно, уменьшается «время сечения» их открытого состояния. Неплотное прилегание клапанов к гнездам наблюдается также при отсутствии или недостаточности теплового зазора между их стержнями и бойками коромысел. При этом резко снижается компрессия в цилиндрах вследствие значительных утечек сжимаемого воздуха, а также происходит быстрое обгорание фасок клапанов в результате утечки газов из камер сгорания.

Фазы газораспределения нередко нарушаются в результате неправильной установки распределительного вала относительно кулачкового вала двигателя, если шестерни распределения соединены не по меткам. При этом может отмечаться как опережение, так и запаздывание фаз. В обоих случаях двигатель дымит и не развивает полной мощности. Здесь также возможны случаи соударения тарелок клапанов и днищ поршней, приводящие к срыву резьбы шпильки коромысел или пробою днищ поршней. Также при увеличении или уменьшении тепловых зазоров между стержнями клапанов и бойками коромысел. Уменьшение теплового зазора по сравнению с расчетной величиной влечет за собой нарушение фаз в сторону опережения открытия и запаздывания закрытия клапанов, т. е. увеличение периода открытого состояния клапанов против расчетного.

В процессе эксплуатации двигателя зазоры между стержнями клапанов и бойками коромысел в большинстве случаев увеличиваются. Это объясняется тем, что суммарный износ кулачков, подшибников распределительного вала, толкателей, штанг, регулировочных винтов, коромысел и стержней клапанов, обуславливающий увеличение указанных зазоров, как правило, преобладает над износом фасок клапанов и гнезд головки цилиндров, способствующим уменьшению зазоров. При больших

зазорах клапанов под клапанной коробкой слышен металлический стук. При увеличении зазоров в клапанном механизме происходит запаздывание открытия и опережение закрытия клапанов, а значит, уменьшение периода их открытого состояния. При этом также уменьшается «время сечения» открытого состояния клапанов.

Все это наряду со снижением надежности и долговечности двигателя влечет за собой нарушение нормального процесса сгорания топлива, а значит, ухудшение мощностных и экономических показателей. Кроме отмеченных явлений, с увеличением зазоров клапанов возрастают ударные нагрузки на детали механизма газораспределения, вследствие чего повышается интенсивность изнашивания кулачков распределительного вала, тарелок толкателей, штанг, регулировочных винтов, бойков коромысел, торцов клапанов, а также фасок клапанов и гнезд головки (вследствие возрастания скоростей посадки клапанов в гнезда). Для предотвращения перечисленных явлений необходимо своевременно проверять и регулировать тепловые зазоры между клапанами и коромыслами. Регулировкой тепловых зазоров компенсируется износ по высоте толкателей, штанг, регулировочных винтов, бойков коромысел и стержней клапанов. Поэтому нет необходимости контролировать эти размеры в процессе эксплуатации.

При увеличенных зазорах клапанов вследствие резких ударов может происходить отрыв толкателей от вершин кулачков. Вероятность отрыва возрастает по мере изнашивания кулачков и нарушения их нормального профиля, а также при ослаблении пружин клапанов, происходящем под действием многократного сжатия и разгрузки их и вследствие нагрева горячими газами, прорывающимися через зазоры между втулками и стержнями клапанов. Очевидно, увеличенные зазоры клапанов в сочетании с ослабленной упругостью пружин, повышая нестабильность движения деталей распределительного механизма, вызывают интенсивное изнашивание сопряжений, особенно посадочных мест клапанов. При этом также нарушается рабочий процесс двигателя.

В результате чрезмерного ослабления и усадки пружин может также происходить зависание клапанов во втулках, вызывая перебои в работе двигателя. Чаще всего это происходит при работе двигателя с малой нагрузкой, при низкой температуре охлаждающей жидкости, а также при запуске двигателя в холодную погоду. В таких случаях картерное масло, проникшее в камеру сгорания, вследствие низкой температуры не сгорает. В камере образуется масляный туман, который, соединяясь с несгоревшими частицами топлива (сажей), частично выбрасывается во впускные каналы (особенно при малой частоте вращения коленчатого вала). Вокруг направляющих втулок и стержней впускных клапанов создается застойная зона, где происходит отложение продуктов распада масла и топлива (смолистых веществ), затрудняющих перемещение клапанов во втулках и, следовательно, ухудшающих процесс сгорания топлива. Кроме того, при значительной потере упругости и усадке пружин возможно произвольное открытие выпускных клапанов во время ходов всасывания под действием разрежения в цилиндрах двигателя, а также запаздывание закрытия клапанов.

2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Определение параметров конца впуска.

Давление газов в цилиндре [7]

$$P_a = P_0 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \eta_v \cdot \frac{T_0 + \Delta t}{T_0} + \frac{P_r}{\varepsilon}, \quad (2.1)$$

где P_0 – давление окружающей среды, МПа;

ε – действительная степень сжатия;

η_v – коэффициент наполнения;

T_0 – температура окружающей среды, К;

Δt – величина подогрева свежего заряда, К;

P_r – давление остаточных газов, МПа.

$$P_r = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105 \text{ МПа.}$$

$$P_a = 0,1 \cdot \frac{16 - 1}{16} \cdot 0,85 \cdot \frac{293 - 20}{293} + \frac{0,105}{16} = 0,092 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_a - \Delta t}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}, \quad (2.2)$$

где T_r – температура остаточных газов, К.

$$\gamma_r = \frac{293 - 20}{750} \cdot \frac{0,105}{16 \cdot 0,092 - 0,105} = 0,032,$$

Температура газов в цилиндре

$$T_a = \frac{T_0}{(1 - \gamma_r) \cdot \eta_v} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0}, \quad (2.3)$$

$$T_a = \frac{293}{(1 - 0,032) \cdot 0,85} \cdot \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{0,092}{0,1} = 327,78 \text{ К.}$$

2.2 Определение параметров конца сжатия.

Давление газов в цилиндре [7]

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.4)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия

$$P_c = 0,092 \cdot 16^{1,37} = 4,106 \text{ МПа}.$$

Температура газов в цилиндре

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (2.5)$$

$$T_c = 328 \cdot 16^{1,37-1} = 915 \text{ К}.$$

2.3 Определение параметров сгорания.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива

$$L_0 = \frac{\frac{g_c}{12} + \frac{g_h}{4} + \frac{g_o}{32}}{0,21}, \quad (2.6)$$

где g_c , g_h , g_o – элементарный состав топлива в долях кг, соответственно углерода, водорода и кислорода.

$$L_0 = \frac{\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0,01}{32}}{0,21} = 0,491 \text{ кмоль}.$$

Количество свежего заряда в цилиндре двигателя (на 1 кг топлива) [7]

$$M_1 = \alpha L_0, \quad (2.7)$$

где α – коэффициент избытка воздуха

$$M_1 = 1,55 \cdot 0,495 = 0,767 \text{ кмоль}.$$

Количество продуктов сгорания

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_h}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_0 \quad (2.8)$$

$$M_2 = \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} - (1,55 - 0,21) \cdot 0,495 = 0,799 \text{ кмоль},$$

Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (2.9)$$

$$\mu_0 = \frac{0,799}{0,767} = 1,04.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (2.10)$$

$$\mu = \frac{1,04 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,038.$$

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда [7]

$$mc_v^1 = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c; \quad (2.11)$$

$$mc_v^1 = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 915 = 21,77 \text{ Дж / моль} \cdot \text{К}.$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания

$$mc_v = \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} T_z; \quad (2.12)$$

$$mc_v = \left(20,1 + \frac{0,92}{1,55} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{1,55} \right) \cdot 10^{-3} T_z = 20,69 + 2,44 \cdot 10^{-3} T_z.$$

Температура в конце сгорания

$$\frac{\xi \cdot h_u}{M_1(1 + \gamma)} + (mc_v^1 - 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu(mc_v - 8,314) T_z, \quad (2.13)$$

где ξ - коэффициент использования теплоты;

h_u - низшая теплота сгорания топлива;

λ – степень повышения давления.

$$\frac{0,75 \cdot 42500}{0,767(1 + 0,32)} + (21,77 - 8,314 \cdot 1,6) \cdot 915 - 1,038(20,69 - 2,44 \cdot 10^{-3} T_z - 8,314) \cdot T_z = -72360,6 - 30,1 T_z + 0,00253 T_z$$

Из последнего уравнения определяем T_z :

$$T_z = \left(-30,1 + \sqrt{30,1^2 - 4 \cdot 0,00253 \cdot 72360,6} \right) / (2 \cdot 0,00253) = 2050 \text{ K}.$$

Давление в конце сгорания [7]

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (2.14)$$

$$P_z = 1,6 \cdot 4,106 = 6,569 \text{ МПа},$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}; \quad (2.15)$$

$$\rho = \frac{1,038 \cdot 2050}{1,6 \cdot 915} = 1,5.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (2.16)$$

$$\delta = \frac{16}{1,5} = 10,6.$$

2.4 Определение параметров расширения.

Давление в конце расширения [7]

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.17)$$

где n_2 – показатель политропы расширения.

$$P_b = \frac{6,569}{10,6^{1,25}} = 0,343 \text{ МПа}.$$

Температура в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}; \quad (2.18)$$

$$T_b = \frac{2050}{10,6^{1,25-1}} = 1136,1 \text{ К}.$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_i}}; \quad (2.19)$$

$$T_r = \frac{1136,1}{\sqrt[3]{0,343/0,105}} = 765,6 \text{ К}.$$

Относительная ошибка составляет

$$\Delta T = [(765,6 - 750)/750] \cdot 100 \% = 2,0 \%,$$

что допустимо.

2.5 Определение параметров, характеризующих цикл в целом.

Среднее индикаторное давление теоретической диаграммы [7]

$$P_i = \frac{P_e}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \quad (2.20)$$

$$P_i = \frac{4,106}{16-1} \left[1,6 \cdot (1,5 - 1) - \frac{16 \cdot 1,5}{1,25-1} \left(1 - \frac{1}{10,6^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37-1} \left(1 - \frac{1}{16^{1,37-1}} \right) \right] = 0,912 \text{ МПа}$$

Действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi \cdot P_i', \quad (2.21)$$

где φ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

$$P_i = 0,95 \cdot 0,912 = 0,866 \text{ Мпа.}$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha}{h_u \cdot \rho_k \cdot \eta_i}, \quad (2.22)$$

где l_o – теоретическая масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива.

$$l_o = \frac{\frac{8}{3} g_c + 8 \cdot g_H + g_o}{0,23}; \quad (2.23)$$

$$l_o = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,13 + 0,01}{0,23} = 14,45 \text{ кг.}$$

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{P_o \cdot 10^6}{R_b \cdot T_o}, \quad (2.24)$$

где R_b – удельная газовая постоянная воздуха.

$$\rho_k = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

$$\eta_i = \frac{0,866 \cdot 14,45 \cdot 1,55}{42,5 \cdot 1,189 \cdot 0,85} = 0,451.$$

Удельный индикаторный расход топлива [7]

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{h_u \cdot \eta_i} \quad (2.25)$$

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{42500 \cdot 0,451} = 187,5 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

2.6 Определение параметров, характеризующих двигатель в целом.

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i \cdot \eta_m, \quad (2.26)$$

где η_m — механический КПД.

$$P_e = 0,866 \cdot 0,75 = 0,65 \text{ МПа}.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \quad (2.27)$$

$$g_e = \frac{187,5}{0,85} = 193 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (2.28)$$

$$\eta_e = 0,451 \cdot 0,75 = 0,338.$$

2.7. Определение основных размеров двигателя.

Рабочий объем (литраж) двигателя [7]

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n}, \quad (2.29)$$

где τ — тактность двигателя, $\tau = 4$;

N_e — эффективная мощность;

n — частота вращения коленчатого вала.

$$V = \frac{30 \cdot 2 \cdot 46}{0,65 \cdot 1700} = 1,69 \text{ л}.$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h' = \frac{V_h}{i}, \quad (2.30)$$

где i – число цилиндров.

$$V_h = \frac{1,69}{4} = 0,42 \text{ л.}$$

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h'}{\pi \cdot S/D}}, \quad (2.31)$$

где S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,23}{3,14 \cdot 1,137}} = 80,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 82 \text{ мм}$

Ход поршня

$$S = D \cdot S/D = 80 \cdot 1,137 = 91 \text{ мм.}$$

Действительный литраж двигателя [7]

$$V_h = \pi D^2 / 4 \cdot S \cdot i \cdot 10^3, \quad (2.32)$$

$$V_h = 3,14 \cdot 0,11^2 / 4 \cdot 0,125 \cdot 4 \cdot 10^3 = 1,7 \text{ л.}$$

Мощность, развиваемая при принятых размерах

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (2.33)$$

$$N_e = \frac{0,65 \cdot 4,75 \cdot 1700}{30 \cdot 4} = 43,7 \text{ кВт.}$$

Литровая мощность

$$N_A = \frac{N_e'}{V_h}; \quad (2.34)$$

$$N_A = \frac{43,7}{1,7} = 25,7 \text{ кВт / л.}$$

2.8. Построение индикаторной диаграммы.

Масштабы диаграммы:

Масштаб хода поршня $M_s = 1:1$ (мм в мм) [7].

Масштаб давлений $M_p = 0,04:1$ (МПа в мм).

Приведенные величины рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания соответственно

$$AB = S / M_s; \quad AB = 125 / 1 = 125 \text{ мм};$$

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}; \quad (2.35)$$

$$OA = \frac{125}{16-1} = 8,3 \text{ мм.}$$

Максимальная высота диаграммы (точки Z' и Z'') и положение точки Z' по оси абсцисс

$$\frac{P_z}{M_p} = \frac{6,569}{0,04} = 164,7 \text{ мм.}$$

$$ZZ' = OA \cdot (p - 1), \quad (2.36)$$

$$Z'Z'' = 8,3(1,5 - 1) = 4,15 \text{ мм.}$$

Ординаты характерных точек

$$\frac{P_o}{M_p} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \text{ мм};$$

$$\frac{P_r}{M_p} = \frac{0,105}{0,04} = 2,6 \text{ мм};$$

$$\frac{P_c}{M_p} = \frac{4,106}{0,04} = 102,6 \text{ мм};$$

$$\frac{P_u}{M_p} = \frac{0,092}{0,04} = 2,3 \text{ мм};$$

$$\frac{P_b}{M_p} = \frac{0,343}{0,04} = 8,6 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения проводится графическим методом

а) для луча ОК принимаем угол $\alpha = 15^\circ$;

$$b) t_g \beta_1 = (1 + t_g \alpha)^{n1} - 1;$$

$$t_g \beta_2 = (1 - t_g \alpha)^{n2} - 1;$$

$$t_g \beta_1 = (1 + t_g 15)^{1,25} - 1 = 0,345$$

$$\beta_1 = 19^\circ,$$

$$t_g \beta_2 = (1 - t_g 15)^{1,37} - 1 = 0,384$$

$$\beta_2 = 21^\circ.$$

в) используя лучи ОМ и ОК строим политропу сжатия, начиная с точки С;

г) используя лучи ОН и ОК строим политропу расширения, начиная с точки Z'.

Скрутление индикаторной диаграммы производим с учетом предварения открытия выпускного клапана и угла опережения впрыска топлива.

Угол опережения открытия выпускного клапана $\gamma = 56^\circ$.

Угол опережения впрыска топлива $\theta = 17^\circ$ [7].

Величина отрезка $O'O_1$

$$O'O_1 = \frac{t^2}{2L}, \quad (2.39)$$

где L — длина шатуна.

$$O'O_1 = \frac{62,5^2}{2 \cdot 230} = 8,5 \text{ мм}.$$

Положение точки C'' определяется из выражения

$$P_c'' = 1,2 P_c, \quad (2.40)$$

$$P_c'' = 1,2 \cdot 4,106 = 4,927 \text{ МПа}.$$

$$\frac{P_c''}{M_p} = \frac{4,927}{0,04} = 123,2 \text{ мм.}$$

Проводим плавные кривые $d c'$ изменения линии сжатия в связи с опережением впуска и $b' b''$ изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана.

Проводим линии впуска и выпуска.

В результате указанных построений получаем действительную индикаторную диаграмму $r a a' d' c' z b' b'' r$.

2.9 Динамический расчет двигателя.

Величина λ вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{l}{L}, \quad (2.41)$$

где l — длина радиуса кривошипа;

L — длина шатуна.

$$\lambda = \frac{0,0625}{0,230} = 0,27.$$

Принимаем $\lambda = 1/3,6$.

Величины сил давления газов на поршень определяем графическим способом. Для этого используем построенную индикаторную диаграмму, которая может служить графиком газовой силы, если ось абсцисс сместить вверх на величину P_0 и вычислить масштаб газовой силы по формуле [7]

$$M_{p_g} = M_p \cdot P_n' \cdot 10^6, \quad (2.42)$$

где M_p — масштаб давлений, принятых при построении индикаторной диаграммы;

F_p — площадь поперечного сечения цилиндра.

Площадь поперечного сечения цилиндра

$$F_p = \pi D^2/4, \quad (2.43)$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,110^2}{4} = 0,0095 \text{ м}^2.$$

$$M_{p_0} = 0,04 \cdot 0,0095 \cdot 10^6 = 379,911/\text{мм}.$$

Строим график из координаты S в координату по α град. Чересстрояние индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленчатого вала осуществляем по методу Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой на горизонтальном участке АВ, равном по длине ходу поршня S , в масштабе M_r описывается полуокружность с центром в середине отрезка АВ (точка O'). От центра O' на горизонтальном диаметре АВ в том же масштабе M_r откладывается вправо отрезок $O'O_1$ (поправка Брикса), равный по величине [7]

$$\frac{t \cdot \lambda}{2} = \frac{62,5 \cdot 0,27}{2} = 8,4 \text{ мм}.$$

Полуокружность разбивается на равные части через 30° . Для определения пути, пройденного поршнем при повороте кривошипа на угол α , через точку O_1 проводится под углом α к горизонтали луч до пересечения его с полуокружностью. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные величины давлений откладывают на вертикали соответствующих углов α . Развертку индикаторной диаграммы начинают с ВМТ в процессе хода выпуска. Далее соединяют полученные точки плавной кривой (в координатах $P - \alpha$) и получают развернутую индикаторную диаграмму с масштабом M_{pr} , а если полученные ординаты умножить на масштаб M_{pe} , то имеем график газовых сил.

3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 Общая схема газораспределительного механизма с устройством фазовращателя.

Известно несколько способов смещения фаз газораспределения поворотом распределительного вала, которые реализуются в основном механизмом привода. Одним из примеров является механизм VaneCAM [30], схема которого представлена на рисунке 3.1.

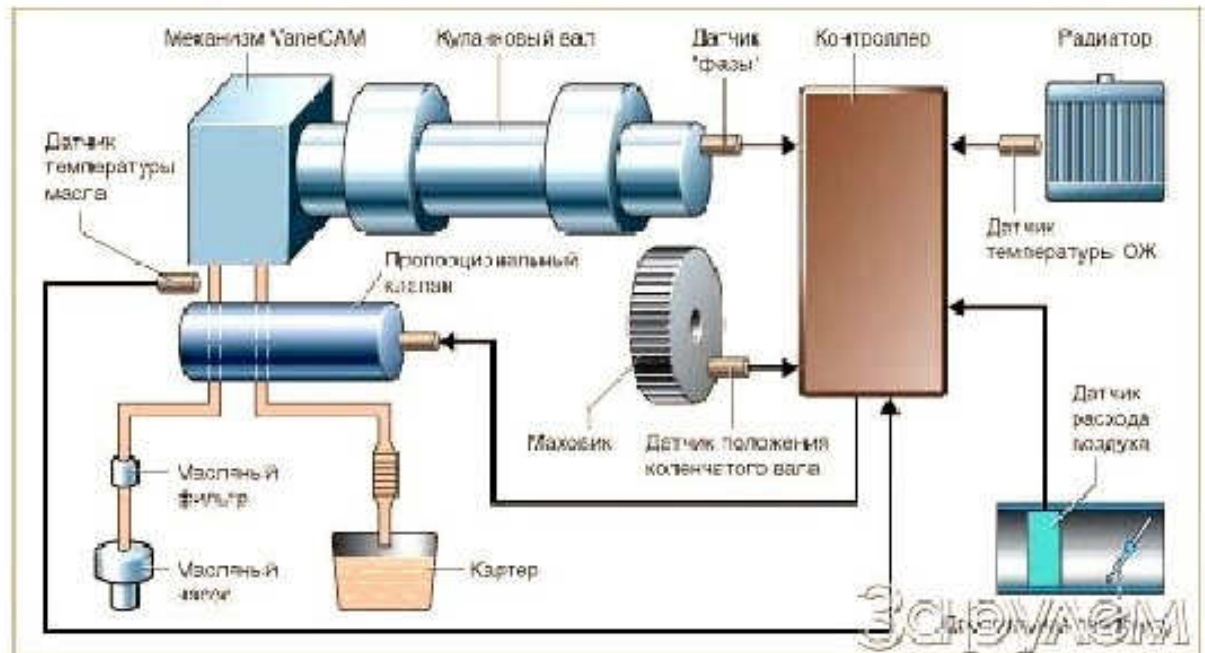


Рисунок 3.1 - Схема фазовращателя

Сегодня на двигателях с регулируемыми фазами внутри ведущей звездочки на кулачковом валу размещают своеобразный гидромотор с почти плоским ротором. Масло, попадая в камеры этого мотора через электромагнитные клапаны, поворачивает ротор на тот или иной угол, сдвигая связанный с ним кулачковый вал. Такой механизм, как правило, называют VaneCAM.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист	Листов
Разраб.	Тихомиров МА.						
Проб.	Галзиев И.Н.					1	22
Н. контр.	Тихомиров И.Н.					Казанский ГАУ, каф. ТБ	
Чтб.	Галзиев И.Н.						

Механизм удобен еще и тем, что представляет собой функционально законченный узел, который можно изготовить отдельно на специализированном предприятии. Монтаж на двигатель требует минимальных доработок. Разумеется, необходимы управляющая гидравлика и электроника.

В данном дипломном проекте за основную принята схема фазовращателя с гидравлической муфтой поворота распределительного вала клапанов.

Механизм функционирует следующим образом. Предусмотрена работа двигателя в трех режимах: номинальном режиме, когда нагрузка близка к номинальной и нет перегрузки, режиме повышенной мощности, когда нагрузка на двигатель близка к номинальной и обороты составляют более 4000 мин^{-1} , а также в экономичном режиме при недогрузках, когда обороты двигателя менее 4000 мин^{-1} (рисунок 3.2).

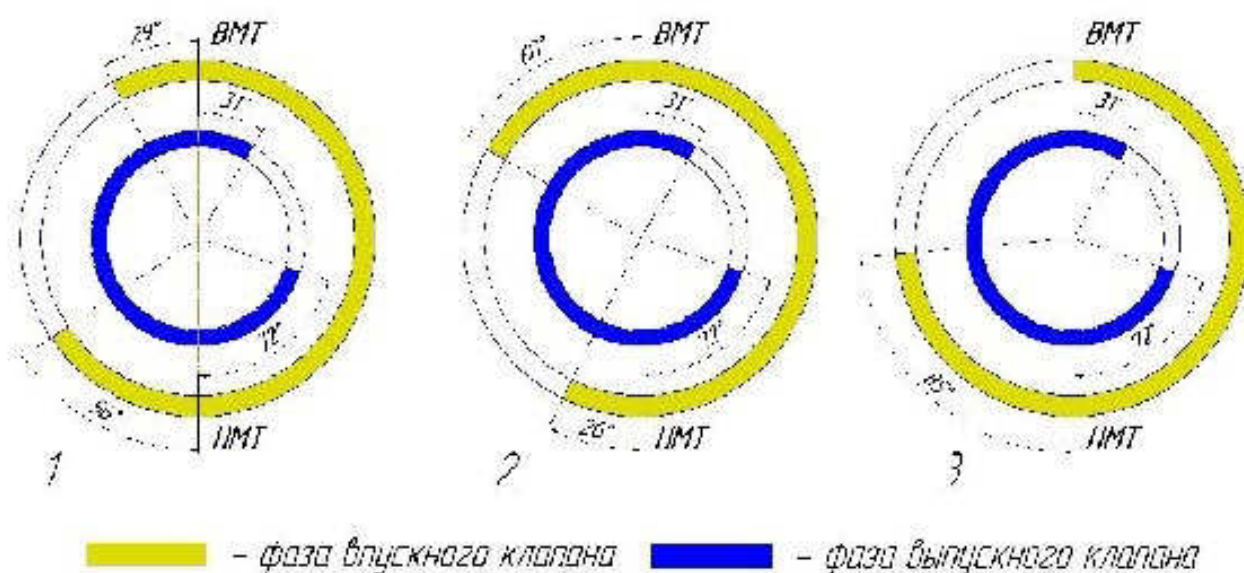


Рисунок 3.2 - Фазы газораспределения:

1 — номинальный режим работы двигателя, 2 — режим повышенной мощности, 3 — экономичный режим при работе с недогрузкой

Изм.	Разм.	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР СГР 00.00.00 ПЗ

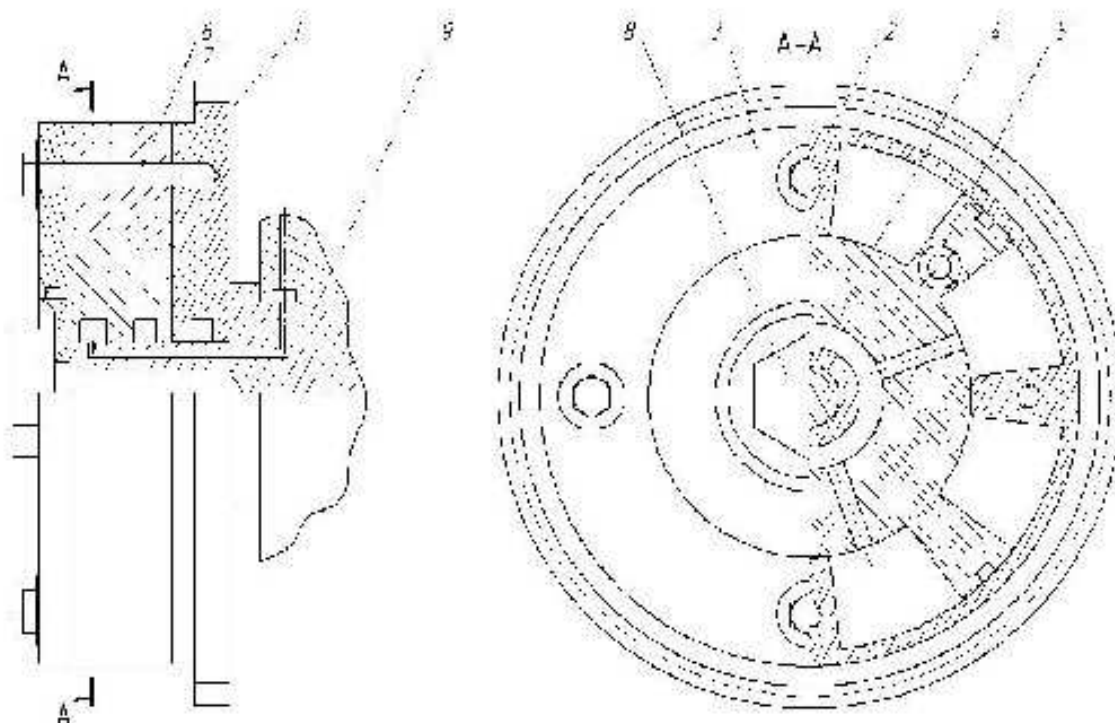
Лист
2

Переключение режимов осуществляется изменением фаз газораспределения за счет поворота распределительного вала относительно приводного шкива на определенный угол. В случае работы в режиме повышенной мощности распределительный вал 1 впускных клапанов проворачивается относительно шкива привода со смонтированной на нем обгонной муфтой-фазовращателем 4 против направления вращения коленчатого вала 2 на угол 30° относительно первоначального положения (начало открытия впускных клапанов 29° до ВМТ), тогда начало открытия впускного клапана будет составлять 59° до ВМТ угла поворота коленчатого вала. Это приведет к увеличению коэффициента наполнения, вследствие чего мощность двигателя увеличится.

Расход топлива при этом несколько возрастет. В случае работы двигателя в режиме подгрузок распределительный вал 1 поворачивается по ходу вращения коленчатого вала на 29° относительно первоначального положения, и начало открытия клапанов будет соответствовать углу 0° до ВМТ. При этом коэффициент наполнения несколько снизится, что приведет к падению мощности и уменьшению расхода топлива. Данный режим особенно актуален в городском цикле езды, когда большую часть времени двигатель не нагружен до номинала или работает в холостом режиме.

Поворот распределительного вала 9 осуществляется при помощи гидравлической муфты-фазовращателя (рисунок 3.3).

Для поворота распределительного вала масло под давлением при помощи золотника направляется к одной из сторон лепестков ротора 4, одновременно открывается на слив полость с другой стороны лепестка. В результате ротор 4 проворачивается относительно корпуса 2 гидромуфты. Корпус 2 связан со шкивом 1, а ротор 4 – с распределительным валом впускных клапанов 9. Поэтому происходит поворот распределительного вала относительно приводного шкива и изменяется угол начала открытия впускных клапанов.



1 – шкив; 2 – корпус; 3 – крышка; 4 – ротор; 5 – стопор; 6 – болт стяжной; 7 – тайба; 8 – болт; 9 – распределительный вал клапанов

Рисунок 3.3 - Схема механизма газораспределения с фазовращателем.

После того, как блок управления определяет, что распределительный вал занял требуемое положение, оба канала к шкиву перекрываются и он удерживается в фиксированном положении. Подача масла осуществляется через гидрораспределитель с электрическим управлением.

3.2 Определение масс деталей поршневой и шатунной групп.

Для вычисления силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежной силы инерции вращающейся части массы шатуна необходимо знать массы деталей поршневой (m_n) и шатунной (m_m) групп.

Масса поршневой группы

$$m_n = m'_n \cdot V'_n, \quad (3.1)$$

где m'_n – удельная масса поршня,

Для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_n = 250 \text{ кг/м}^3$ [7]

$$m_n = 250 \cdot 0,0095 = 2,38 \text{ кг.}$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Масса шатуна

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_{ш}, \quad (3.2)$$

где $m'_{ш}$ – удельная масса шатуна.

$$m_{ш} = 350 \cdot 0,0095 = 3,325 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$m_1 = 0,275 \cdot m_{ш}; \quad (3.3)$$

$$m_1 = 0,275 \cdot 3,325 = 0,914 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенного на оси шатунной шейки кривошипа

$$m_2 = 0,725 \cdot m_{ш}; \quad (3.4)$$

$$m_2 = 0,725 \cdot 3,325 = 2,41 \text{ кг}.$$

Масса кривошипно-шатунного механизма, совершающая возвратно-поступательное движение

$$m_j = m_{ш} + m_1; \quad (3.5)$$

$$m_j = 2,38 + 0,914 = 3,294 \text{ кг}.$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ [7]

$$P_j = -m_j \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (3.6)$$

где ω – угловая скорость.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad (3.7)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1700}{30} = 178 \text{ рад/с}.$$

$$P_j = -3,294 \cdot 0,0625 \cdot 178^2 \cdot 1,005 = -6,55 \text{ кН}.$$

Суммарная сила P_{Σ} , действующая на поршневой палец по направлению оси цилиндра, вычисляется алгебраическим сложением газовой силы P_g и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j .

Суммарная тангенциальная сила T_{Σ} действующая на шатунную шейку кривошипа и создающая на валу двигателя крутящий момент

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Диагн.	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.8)$$

Суммарная нормальная сила K_{Σ} , действующая на шатунную шейку кривошипа по направлению его радиуса

$$K_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad (3.9)$$

$$K_{\Sigma} = -6,63 \cdot 0,796 = -5,28 \text{ кН}.$$

График суммарной тангенциальной силы является одновременно и графиком индикаторного крутящего момента одного цилиндра двигателя $M_{кр}$

$$M_{кр} = M_T \cdot r, \quad (3.10)$$

$$M_{кр} = 408 \cdot 0,0625 = 25,5 \text{ нм/мм}.$$

Период изменения крутящего момента дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\theta = \frac{720}{i}, \quad (3.11)$$

где i – число цилиндров ($i = 4$).

$$\theta = \frac{720}{4} = 180^\circ.$$

График силы T_{Σ} делится по длине на 4 части, которые переносятся в прямоугольные координаты $M_{кр}$ – а на угловом интервале θ и выполняют их сложение с учетом знаков ординат.

Чтобы определить величину среднего индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр\text{ ср}}$ планметрированием определяем величину площади F графика $\Sigma M_{кр}$, делим на длину графика θ (в мм) и результат умножаем на масштаб, т.е.:

$$\Sigma M_{кр\text{ ср}} = \frac{F}{L} \cdot M_{кр}, \quad (3.12)$$

где F – площадь, заключенная под кривой $M_{кр}$

L – длина графика.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Кол-во	№ докум.	Подпись	Дата:		

$$\Sigma M_{крр} = \frac{6000}{180} \cdot 10 = 333 \text{ Нм.}$$

Эффективный крутящий момент двигателя [7]

$$M_e = \Sigma M_{крр} \cdot \eta_M \quad (3.13)$$

$$M_e = 333 \cdot 0,75 = 249,75 \text{ Нм.}$$

Эффективный момент по данным теплового расчета

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n} \quad (3.14)$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 43,7}{3,14 \cdot 1700} = 245,6 \text{ Нм.}$$

Ошибка расчета составляет

$$\Delta M_e = \left[\frac{(249,75 - 245,6)}{245,6} \right] \cdot 100\% = 1,7\%.$$

3.3 Расчет деталей поршневой группы.

Поршневая группа двигателя включает поршень, поршневой палец, поршневые кольца и детали крепления пальца (сторонные кольца, грибки).

Расчет поршня.

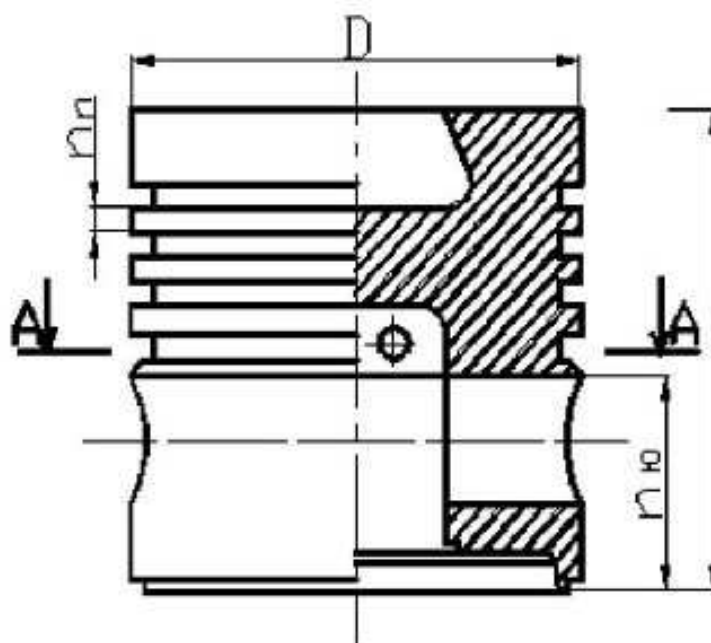


Рисунок 3.4 - Расчетная схема поршня

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						7

Определяем площадь сечения А – А

$$F_{AA} = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_i^2) - n_M F', \quad (3.15)$$

$$F_{AA} = \frac{\pi}{4}(98,5^2 - 68,5^2) - 10 \cdot 37,5 = 3559,84 \text{ мм}^2.$$

$$d_k = D - 2(t_{\text{пл}} + t) = 110 - 2(5 + 0,75) = 98,5 \text{ мм}.$$

$$d_i = D - 2(s + t_{\text{пл}} + t) = 110 - 2(15 + 5 + 0,75) = 68,5 \text{ мм}.$$

$$F' = d_M(d_k - d_i)/2 = 2,5(98,5 - 68,5)/2 = 37,5 \text{ мм}^2.$$

Максимальная сжимающая сила [7]

$$P_{\text{сжм}} = P_z \cdot F_n = 6,57 \cdot 9503,3 = 62436,7 \text{ Н}.$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сжм}} = \frac{P_{\text{сжм}}}{F_{AA}} = \frac{62436,7}{3559,84} = 17,5 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{\text{сжм}}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}.$$

Максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{\text{х.х. макс.}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{х.х. макс.}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1850}{30} = 193,6 \text{ рад/с}.$$

Масса поршневой головки с кольцами, расположенными выше сечения

$$m_{AA} = 0,6 m_{\text{пг}} = 0,6 \cdot 2,544 = 1,5264 \text{ кг}.$$

Максимальная разрывающая сила

$$P_z = m_{AA} \cdot R \omega_{\text{х.х. макс.}}^2 (1 - \lambda) = 1,5264 \cdot 0,0625 \cdot 193,6^2 (1 - 0,272) = 4549,2 \text{ Н}.$$

Определяем напряжение разрыва

$$\sigma_r = \frac{P_z}{F_{AA}} = \frac{4549,2}{3559,84} = 1,28 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_r] = 4 \dots 10 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение в верхней межкольцевой перемычке.

Напряжение среза

$$\tau = 0,0314 \frac{D \cdot P_z}{h_n} = 0,0314 \frac{110 \cdot 6,57}{5,05} = 4,57 \text{ МПа}.$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Авт. изм.	Исх. докум.	Подпись	Дата		

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 P_z \left(\frac{D}{h_n} \right)^2 = 0,0045 \cdot 6,57 \left(\frac{110}{5,05} \right)^2 = 14,54 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{17,12^2 + 4 \cdot 4,57^2} = 19,14 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}.$$

Определяем удельное давление поршня на стенки цилиндра

$$P_{\pi} = \frac{N_{max}}{D \cdot h_{\pi}} = \frac{2881}{72 \cdot 110} = 0,36 \text{ МПа}.$$

$$[P_{\pi}] = 0,3 \dots 1 \text{ МПа}.$$

Диаметры головки и юбки поршня в холодном состоянии

$$D_c = D - \Delta_c = 110 - 0,66 = 109,34 \text{ мм}.$$

$$D_{\pi} = D - \Delta_{\pi} = 110 - 0,22 = 109,78 \text{ мм}.$$

$$\Delta_c = 0,006D = 0,006 \cdot 110 = 0,66 \text{ мм}.$$

$$\Delta_{\pi} = 0,002D = 0,002 \cdot 110 = 0,22 \text{ мм}.$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta_{\pi} = D[1 + \alpha_s(T_{\pi} - T_o)] - D_{\pi}[1 + \alpha_{\pi}(T_{\pi} - T_o)] = \\ = 110 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6}(380 - 293)] - 109,78 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6}(420 - 293)] = 0,0137 \text{ мм}$$

$$\Delta_c = D[1 + \alpha_s(T_c - T_o)] - D_c[1 + \alpha_c(T_c - T_o)] = \\ = 110 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6}(380 - 293)] - 109,34 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6}(420 - 293)] = 0,029 \text{ мм}$$

Расчет поршневого кольца.

Определяем среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$P_{cp} = 0,152 E \frac{Ж}{D \left(\frac{D}{\sigma_{\pi} - 1} \right)^{1,5}}, \quad (3.16)$$

где $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ — модуль упругости материала поршневого кольца;

$Ж$ — раствор замка (разность зазоров в замке кольца в свободном его состоянии и min допускаемого);

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Итого
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		?

$\sigma_{\text{ж}}$ – радиальная толщина кольца $S_{\text{ж}} = 4,5$ мм.

$$Ж = 3,3\sigma_{\text{ж}} = 3,3 \cdot 4,5 = 14,85 \text{ мм.}$$

$$P_{\varphi} = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{14,85}{110 \cdot \left(\frac{110}{4,5} - 1 \right)} = 0,066 \text{ МПа.}$$

Давление кольца на стенку цилиндра в любой точке

$$P_{\varphi} = P_{\varphi} (1 + 0,42 \cos 2\varphi - 0,18 \cos 3\varphi). \quad (3.17)$$

Форма кольца в свободном состоянии, обеспечивающая требуемый характер распределения давления

$$\rho - r_M = \frac{\sigma_{\text{ж}}}{2} + Ж \left(\frac{Ж}{2r_M} \cdot Y \cdot X \right), \quad (3.18)$$

где r_M – средний радиус кольца.

Максимальное напряжение, возникающее при изгибе кольца в рабочем состоянии в его поперечном сечении против замка

$$\sigma_{\text{max}} = 0,382 \frac{E \cdot Ж}{D \left(\frac{D}{S_{\text{ж}}} - 1 \right)} = 0,382 \frac{10^5 \cdot 14,85}{110 \cdot \left(\frac{110}{4,5} - 1 \right)} = 219,96 \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение при разведении замка в процессе надевания кольца на поршень

$$\sigma'_{\text{max}} = \frac{4 \cdot E (\delta_{\text{ж}} - 0,114 Ж)}{K \left(\frac{D}{\delta_{\text{ж}}} - 1,4 \right) D} \quad (3.19)$$

где $K = 1,57$ – коэффициент, зависящий от способа приложения усилий к кольцу при надевании его на поршень [7].

$$\sigma'_{\text{max}} = \frac{4 \cdot 10^5 (4,5 - 0,114 \cdot 14,85)}{1,57 \cdot \left(\frac{110}{4,5} - 1,4 \right) \cdot 110} = 282,14 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma'_{\text{max}}] = 286 \dots 585 \text{ МПа.}$$

Монтажный зазор Δ_3 в прямом замке холодного кольца

$$\Delta_3 = \Delta'_3 + \pi D [a_k (t_k - t_o) - a_n (t_n - t_o)], \quad (3.20)$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						10
Иск.	Дан.и	№ докум.	Подпись	Дата		

где Δ'_z - минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя;

$\alpha_c, \alpha_n = 10,4 \cdot 10^{-6} 1/^\circ C$ - коэффициент линейного расширения материалов кольца и цилиндра.

$t_k = 250^\circ C$ - температура кольца;

$t_c = 180^\circ C$ - температура гильзы;

$t_0 = 15^\circ C$ - начальная температура.

$$\Delta_z = 0,08 + \pi \cdot 110 \cdot [10,4 \cdot 10^{-6} (250 - 15) - 10,4 \cdot 10^{-6} (180 - 15)] = 0,332 \text{ мм}.$$

Расчет поршневого пальца.

Материал - сталь 12 ХНЗА, HRC = 56...62.

Размеры пальца:

Паружный диаметр: $d_n = 40 \text{ мм}$;

Внутренний диаметр: $d_n = 24 \text{ мм}$ [7];

Длина пальца: $L_n = 90 \text{ мм}$;

Длина поршневой головки шатуна: $L_{ш} = 37 \text{ мм}$;

Расстояние между торцами бобышек: $L_{бн} = 43 \text{ мм}$.

Сила давления газов, действующая на поршневой палец

$$P_{z_{\text{газ}}} = P_z \cdot F_n = 62436,7 \text{ Н}.$$

Расчетная сила, действующая на поршневой палец

$$P = P_{z_{\text{газ}}} + kP_n = 62436,7 + 0,72 \cdot (-7583,1) = 56976,9.$$

Удельное давление на втулку поршневой головки шатуна

$$P_w = \frac{P}{d_n L_w} = \frac{56976,9}{40 \cdot 37} = 38,5 \text{ МПа}.$$

Удельное давление на бобышки поршня

$$P_b = \frac{P}{d_n (L_n - L_{бн})} = \frac{56976,9}{40(90 - 43)} = 30,3 \text{ МПа}.$$

Напряжение в среднем сечении пальца при его изгибе

$$\sigma_k = \frac{P(L_n + 2L_{ш} - 1,5L_{бн})}{1,2 \cdot d_n^3 \cdot (1 - \gamma^4)} = \frac{56976,9 \cdot (90 + 2 \cdot 43 - 1,5 \cdot 37)}{1,2 \cdot 40^3 \cdot (1 - 0,6^4)} = 102,75 \text{ МПа}.$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Рис. 10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Касательные напряжения в сечениях между бабышками и головкой патуна при срезе

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 - \gamma + \gamma^2)}{(1 - \gamma^4) d_n^2} = \frac{0,85 \cdot 56976,9 \cdot (1 - 0,6 + 0,6^2)}{(1 - 0,6^4) \cdot 40^2} = 68,2 \text{ МПа}.$$

Расчет шатуновой шейки на изгиб ведется в плоскости кривошипа и перпендикулярной ей плоскости.

Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа

$$M_{\text{изг.}} = -0,5RTl, \quad (3.21)$$

где l – расстояние между соседними серединами коренных шеек;

RT – реакция опор при действии тангенциальной силы.

Центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки

$$K_{\text{пр.т}} = m_{\text{пр}} \rho \omega^2 \quad (3.22)$$

где $m_{\text{пр}}$ – масса противовеса;

ρ – расстояние от оси вращения колесчатого вала до центра тяжести противовеса.

$$K_{\text{пр.т}} = 1,5 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \left(\frac{3,14 \cdot 1700}{30} \right)^2 = 2849,4 \text{ Н}.$$

Сила инерции вращающихся частей патуна

$$K_{\text{вр}} = m_{\text{вр}} R \omega^2 \quad (3.23)$$

$$K_{\text{вр}} = -1,9575 \cdot 0,0625 \cdot 196,3^2 = -4714,4 \text{ Н}.$$

Центробежная сила, действующая на щеку

$$K_{\text{щ}} = m_{\text{щ}} R \omega^2 \quad (3.24)$$

где $m_{\text{щ}}$ – приведенная масса щеки.

$$K_{\text{щ}} = 1,2 \cdot 0,0625 \cdot 196,3^2 = 2890,1 \text{ Н}.$$

Центробежная сила, действующая на шатунную шейку

$$K_{\text{ш.ш}} = m_{\text{ш.ш}} R \omega^2 \quad (3.25)$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Рис. 11
Изм.	Рис. 11	№ докум.	Подпись	Дата		12

$$K_{\text{шар}} = 0,457 \cdot 0,0625 \cdot 196,3^2 = 1100,6 \text{ Н}$$

Реакция опор при действии сил в плоскости кривошипа

$$R_K = -0,5K + 0,5(2K_{\text{ш}} - 2K_{\text{ш.т}} - K_{\text{шар}} + K_{\text{ш.т}}) \quad (3.26)$$

$$R_K = 0,5K + (8647)$$

Изгибающий момент, действующий в плоскости кривошипа

$$M_{\text{ш.т.}} = -0,5R_K l - (K_{\text{ш}} - K_{\text{ш.т}})(0,5l - a) \quad (3.27)$$

$$M_{\text{ш.т.}} = -0,5R_K 0,135 + (-2890,1 - 2849,4)(0,5 \cdot 0,135 - 0,016)$$

$$M_{\text{ш.т.}} = 0,0675R_K - 295,6$$

Суммарный изгибающий момент M_φ в плоскости расположения масляного отверстия: $\varphi_M = 140^\circ$ - угол между положительным направлением силы K и осью отверстия [7].

$$M_\varphi = M_{\text{ш.т.}} \cos \varphi_M + M_{\text{ш.т.}} \sin \varphi_M \quad (3.28)$$

$$M_{\text{ш.т.}} = 61,67 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ш.т.}} = 1175,5 \text{ Нм}$$

$$W_{\text{ш.т.т}} = 0,5W_{\text{ш.т.т}} = 0,5 \cdot 5,87 \cdot 10^{-5} = 2,935 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{\text{ш.т.т}} = \frac{10^{-6} M_{\varphi_{\text{ш.т.т}}}}{W_{\text{ш.т.т}}} = \frac{10^{-6} \cdot 61,67}{2,935 \cdot 10^{-5}} = 2,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ш.т.т}} = \frac{10^{-6} M_{\varphi_{\text{ш.т.т}}}}{W_{\text{ш.т.т}}} = \frac{10^{-6} \cdot (1175,5)}{2,935 \cdot 10^{-5}} = -40,05 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\sigma = \frac{\sigma_{\text{ш.т.т}} + \sigma_{\text{ш.т.т}}}{2} = \frac{2,1 + (-40,05)}{2} = -21,075 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\sigma = \frac{\sigma_{\text{ш.т.т}} + \sigma_{\text{ш.т.т}}}{2} = \frac{2,1 + (-40,05)}{2} = -18,975 \text{ МПа}$$

$$\frac{\sigma_\sigma}{\sigma_m} = \frac{21,075}{18,975} = 1,1106 < \frac{(\sigma_\sigma - \sigma_\sigma)}{(1 - \sigma_\sigma)} = \frac{(0,51 - 0,25)}{(1 - 0,51)} = 0,53$$

$$\sigma_\sigma = 0,25; \quad \sigma_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r} = \frac{625}{1225} = 0,51$$

Расчет щеки.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Рис. 11
Изм.	Рис. 11	№ докум.	Подпись	Дата		13

- двигатель обладает хорошей топливной экономичностью на всех режимах его работы;
- высокая удельная мощность и малые габаритные размеры.

3.4 Расчет деталей фазовращателя.

Наиболее нагруженной частью фазовращателя являются лепестки ротора и корпуса муфты-фазовращателя, а также стопор. Через них передается вращение от коленчатого вала через зубчатый ремень на приводной шкив, распределительный вал и на клапаны. Поэтому проведем расчет лепестков и стопора на срез.

Расчет на прочность ведем, исходя из максимальной силы сжатия пружины 500 Н.

Стопор механизма испытывает напряжения на срез, поэтому его расчет ведем из условия, что максимальное напряжение на срез τ не должно превышать 470 МПа (для стали марки 30ХМА).

$$d = \sqrt{\frac{0,85 \cdot F_{\max}}{\tau}}, \text{ м} \quad (3.34)$$

$$d = \sqrt{\frac{0,85 \cdot 0,0005}{470}} = 0,00095 \text{ м} = 0,95 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр стопора, изготовленного из стали 30ХМА, равным 5 мм исходя из удобства изготовления и сборки механизма фазовращателя.

Прямоугольный лепесток ротора и корпуса механизма фазовращателя также испытывает напряжения на срез.

Максимальное напряжение на срез τ не должно превышать 470 МПа (для стали марки 30ХМА). Найдем минимальную площадь сечения прямоугольного лепестка, при которой он выдержит напряжение на срез.

$$S = \frac{F_{\max}}{\tau}, \text{ м}^2 \quad (3.35)$$

$$S = \frac{0,0005}{470} = 1,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 1,06 \text{ мм}^2.$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Рис. 11
Изм.	Рис.	№ докум.	Подпись	Дата		15

Так как полученная величина незначительна, то выбор размеров прямоугольных лепестков ротора и корпуса муфты целесообразно производить исходя из удобства изготовления и сборки, поэтому принимаем высоту лепестка 20 мм, ширину лепестка 20 мм.

3.5 Расчет элементов газораспределительного механизма.

Проектирование механизма газораспределения начинают с определения площади проходных сечений в седре клапана « $F_{кл}$ » и в горловине « $F_{гор}$ » (рисунок 3.5)

$$F_{кл} = v_{п.ср} \cdot F_{п} / (i_{кл} \cdot \omega_{вп}), \quad (3.33)$$

где $v_{п.ср}$ – средняя скорость поршня, м/с;

$F_{п}$ – площадь поршня, м²;

$i_{кл}$ – число одноименных клапанов;

$\omega_{вп}$ – скорость газа в проходном сечении клапана (для карбюраторных и газовых двигателей $\omega_{вп} = 90 \div 150$ м/с, а для дизелей $\omega_{вп} = 80 \div 120$ м/с).

$$F_{кл} = 21,22 \cdot 0,005 / (4 \cdot 110) = 2,40 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость поршня равна

$$v_{п.ср} \approx 0,86 \cdot \omega \cdot r \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}, \quad \lambda = r/l; \quad \omega = \pi n / 30; \quad (3.37)$$

$$v_{п.ср} \approx 0,86 \cdot 586 \cdot 0,039 \cdot \sqrt{1 + 0,285^2} = 21,22 \text{ м/с}$$

Учитывая, что через горловину проходит стержень клапана, ее площадь обычно принимают

$$F_{гор} = (1,1 \dots 1,2) \cdot F_{кл} \quad (3.38)$$

$$F_{гор} = 1,1 \cdot 2,40 = 2,64 \text{ см}^2.$$

Диаметр горловины

$$d_{гор} = \sqrt{4F_{гор} / \pi}, \quad (3.39)$$

$$d_{гор} = \sqrt{4 \cdot 2,64 / 3,14} = 0,018 \text{ м}.$$

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана $\alpha = 45^\circ$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Рис. 11
Изм.	Рис.	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$h_{\text{кл. макс}} = \sqrt{4,93 \cdot d_{\text{эф}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}} / 2,22} \cdot d_{\text{эф}} \quad (3.40)$$

$$h_{\text{кл. макс}} = \sqrt{4,93 \cdot 0,018^2 + 4,44 \cdot 2,40 / 2,22} \cdot 0,018 = 1,48 \text{ мм.}$$

Максимальная высота подъема клапана в автомобильных двигателях изменяется в пределах

$$h_{\text{кл. макс}} = (0,18 \dots 0,30) \cdot d_{\text{гор}}, \text{ мм;} \quad (3.41)$$

$$h_{\text{кл. макс}} = 0,20 \cdot 0,018 = 0,003 \text{ м}$$

Основные размеры впускного кулачка на распределительном валу: радиус начальной окружности (рисунок 3.1)

$$r_0 = (1,5 \dots 2,5) \cdot h_{\text{кл. макс}}, \quad (3.42)$$

$$r_0 = 2 \cdot 0,003 = 0,006 \text{ м.}$$

Величину угла кулачка « $\varphi_{\text{ро}}$ » определяют в соответствии с выбранными фазами газораспределения:

$$\varphi_{\text{ро}} = (\varphi_{\text{пр}} - 180 + \varphi_{\text{зп}}) / 4, \quad (3.43)$$

где $\varphi_{\text{пр}}$ — угол предварительного открытия клапана; $\varphi_{\text{зп}}$ — угол запаздывания закрытия клапана, град.

$$\varphi_{\text{ро}} = (12 - 180 - 40) / 4 = 202.$$

Точки «А» и «А'» являются точками начала открытия и конца закрытия клапана.

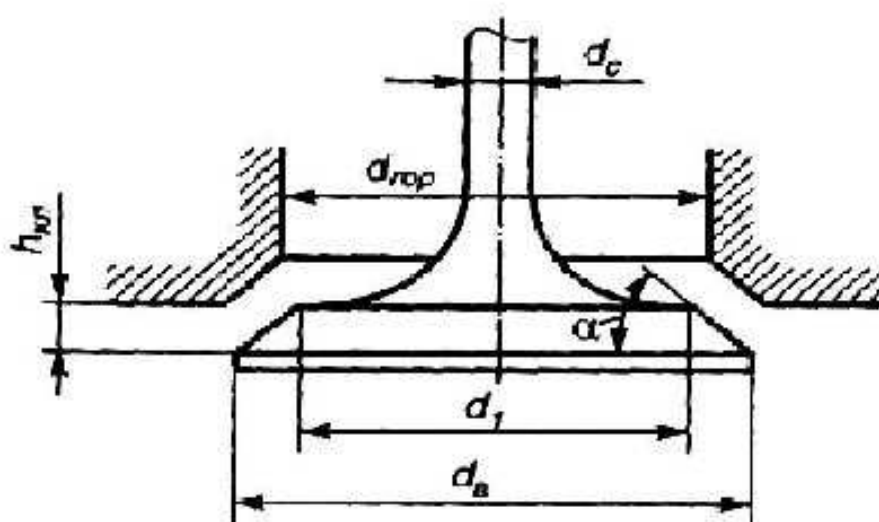


Рисунок 3.5 Расчетная схема проходного сечения в клапане.

Максимальный подъем толкателя

$$h_{T, \max} = h_{\text{кл}, \max} \cdot l_T / l_{\text{кл}}, \quad (3.44)$$

где l_T и $l_{\text{кл}}$ — длина плеч коромысла, прилегающих соответственно к толкателю и клапану. Отношение $(l_T/l_{\text{кл}})$ выбирается по конструктивным соображениям и изменяется в пределах 0,50...0,96.

$$h_{T, \max} = 0,003 \cdot 0,70 = 0,0021 \text{ м.}$$

Толщину тарелки клапана проверяют на прочность как диск, свободно опертый по контуру и равномерно нагруженный распределенным давлением P :

$$\sigma_u = \frac{0,25 d_0^2 p_z}{t^2}, \quad (3.45)$$

$$\sigma_u = \frac{0,25 \cdot 2,9^2 \cdot 110}{4^2} = 14,5 \text{ кгс/см}^2.$$

Шток выпускного клапана проверяют на сжатие наибольшим усилием P , возникающим в момент открытия клапана:

$$P = \frac{\pi d_0^2}{4} p_e, \quad (3.46)$$

где $p_e = 10 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ МПа}$ — давление в конце расширения при пуске двигателя в ход, достигающее наибольшего значения в данный период.

$$P = \frac{3,14 \cdot 2,9^2}{4} \cdot 10 = 66 \text{ кгс} = 98 \text{ Н.}$$

Напряжение сжатия в штоке клапана

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{f_{\text{шт}}}, \quad (3.47)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{98}{1,54} = 63 \text{ кгс/см}^2 = 6,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{сж}}] = 100 \text{ МПа.}$$

$$f_{\text{шт}} = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (3.48)$$

$$f_{\text{шт}} = \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4} = 0,63 \text{ см}^2.$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист 11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Наименьшее натяжение пружины (предварительный затык) должно обеспечить плотное прилегание клапана к седлу:

$$P_{\min} = 0,6 \frac{\pi d_v^2}{4}; \quad (3.49)$$

$$P_{\min} = 0,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,9^2}{4} = 3,96 \text{ кгс} \approx 26 \text{ Н.}$$

В период движения клапана с отрицательным ускорением наибольшая сила упругости пружины $P_{\max}$ должна не только воспрепятствовать отрыву ролика от кулачковой шайбы, но и обеспечить надёжный контакт поверхностей ролика и кулачковой шайбы. Значение наибольшей силы упругости может быть принято:

$$P_{\max} = 1,7;$$

$$P_{\max} = 1,7 \cdot 3,96 = 6,7 \text{ кгс} = 58 \text{ Н.}$$

Зная наибольшее давление пружины, толщину её проволоки определяют из выражения:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2,55 P_{\max} d}{\tau}}; \text{ см.} \quad (3.50)$$

где $d = 4 \text{ см}$ — средний диаметр пружины;

$\tau = 3500 \text{ кгс/см}^2$ — допускаемые напряжения кручения в пружинах из сталей;

δ — толщина круглой проволоки пружины.

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2,55 \cdot 6,7 \cdot 4}{3500}} = 0,26.$$

Необходимое число витков пружины определяют на основании того, что сила натяжения пружины пропорциональна её прогибу

$$i = \frac{10 P_{\max} h_{\kappa}}{f_{10} [P_{\max} - P_{\min}]}; \quad (3.51)$$

$$i = \frac{10 \cdot 6,7 \cdot 1,96}{8,4 \cdot [6,7 - 3,96]} = 5,7 \text{ шт.}$$

$$f_{10} = \frac{4^2 \cdot 3500}{2,55 \cdot 0,26} \cdot 10^{-4} = 8,4 \text{ см.}$$

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Всего
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Принимаем: $i = 10$.

Длина пружины при открытом клапане:

$$l_1 = i\delta = 10 \cdot 0,26 + 10 \cdot 0,2 = 28 \text{ мм.}$$

Длина пружины при закрытом клапане:

$$l_2 = l_1 + h_x = 28 + 1,96 = 29,96 \text{ мм.}$$

Наибольшее и наименьшее напряжения кручения:

$$\tau_{\max} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{d}{\delta^3} \cdot P_{\max}; \quad (3.52)$$

$$\tau_{\max} = \frac{8}{3,14} \cdot \frac{4}{0,26^3} \cdot 6,7 = 3889 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчёт пружин клапана.

Для увеличения надёжности и уменьшения габаритов пружинного узла предусматриваем по две пружины на каждый клапан, но в связи с уменьшением массы клапана достаточно одной пружины.

Расчёт паружной пружины.

Максимальная сила упругости пружины:

$$P_{\text{пр. max}} = k \cdot m_{\text{мер}} \cdot f_{\text{max}}; \quad (3.53)$$

$$P_{\text{пр. max}} = 1,5 \cdot 0,140 \cdot 1842,2 = 386,8 \text{ Н.}$$

Жёсткость пружины

$$C = P_{\text{пр. max}} / (2 \cdot h_{\text{кл. max}}); \quad (3.54)$$

$$C = 386,8 / (2 \cdot 10,5) = 18,4 \text{ Н/мм.}$$

$$P_{\text{пр}} = 386,8 / 2 = 193,4 \text{ Н.}$$

Диаметр пружинной проволоки:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{пр. max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi [\tau]}} \cdot \chi; \quad (3.55)$$

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{386,8 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 560 \cdot 10^6}} \cdot 1,2 = 0,0033 \text{ мм.}$$

Касательные напряжения в пружине:

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\tau = \frac{M}{W_{\tau}} = \frac{8 \cdot P_{\text{пр max}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi d^3} \cdot Z, \quad (3.56)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 386,8 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 0,0038^3} \cdot 1,11 \cdot 10^{-6} = 498,3 \text{ МПа.}$$

3.6 Экологическая безопасность.

Производство двигателей внутреннего сгорания продолжается увеличиваться, так как этот источник энергии обладает высокой топливной экономичностью, достаточно небольшой металлоемкостью, длительным сроком службы, автономностью, простотой, удобством и безопасностью в использовании. Вместе с этим ДВС является источником загрязнения окружающей среды, вибрации и шума. Применение ДВС во всех сферах народного хозяйства и постоянное увеличение их количества остро ставит вопрос повышения качества двигателей, которое определяется соответствием их требованиям действующего законодательства, а также техническим уровням, определяющим конкурентоспособность. Основными направлениями совершенствования являются: уменьшение уровня токсичности и вредности отработавших газов, вибрации и шумности, удельных расходов топлива и масла, металлоемкости, увеличение литровой мощности, надежности и ресурса работы [15].

В целях защиты окружающей среды от загрязнения продуктами сгорания во многих странах введены стандарты, ограничивающие предельно допустимое содержание вредных веществ в отработавших газах двигателя.

Обеспечение экологических приоритетов становится все более важным элементом социального прогресса. Эти приоритеты постепенно приобретают характер абсолютных ценностей. Следовательно, уже сегодня, а тем более в будущем, любое экономическое или политическое решение, которое нарушает научно обоснованные медицинские, экономические, экологические или иные требования к окружающей среде, является в принципе неприемлемым.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	Р. Журн.	Подпись	Дата		

В условиях интенсивного использования природных ресурсов человеком, вовлечение их в хозяйственную деятельность причиняет все более ощутимый ущерб самой природе. Она стала терять свою уникальную способность к самовосстановлению. Нарушаются естественные биологические циклы, тормозятся процессы развития, природа все чаще ощущает мощные «залповые» воздействия общества.

К основным загрязняющим атмосферу веществам, которые выбрасывают ДВС, относят: окись углерода, углеводороды и оксиды азота. Окись углерода (CO) и оксиды азота (NO_x) поступают в атмосферу только с выхлопными газами, тогда как не полностью сгоревшие углеводороды (H_nC_m) поступают как вместе с выхлопными газами, так и из картера, топливного бака.

Действие токсичных компонентов на человеческий организм разнообразно: от имитации незначительных неприятных ощущений, до раковых заболеваний. Степень воздействия зависит от их концентрации в атмосфере, состояния человека и его индивидуальных особенностей.

Оксид азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образует азотную кислоту, которая разрушает легочную ткань, вызывает хронические заболевания. По мере увеличения загрязненности воздуха оксидом азота увеличивается его влияние на организм человека.

Оксид азота, в первую очередь NO_2 , вызывает необратимые изменения в сердечно-сосудистой системе, оказывает патологическое состояние беспокойства. В соединении с углеводородами они образуют токсичные нитроолефины. При хроническом отравлении наблюдаются воспалительные заболевания дыхательных путей, хронические бронхиты, мышечная и сердечная слабость, нервные расстройства.

Углеводороды парафинового и олефинового рядов вызывают неприятный запах и раздражающее воздействие, а также способны вызывать хронические заболевания. Ряд ароматических углеводородов обладают

сильными отравляющими свойствами, воздействуют на процессы кровообращения, центральную нервную и мышечную систему.

Оксид углерода воздействует на организм человека как сильный дыхательный яд. Сущность его действия заключается в более высокой чем у кислорода (в 250 раз) способности присоединяться к гемоглобину крови, создавая устойчивое соединение – карбоксигемоглобин, который затрудняет процесс газообмена в клетках, что приводит к кислородному голоданию.

Качественный и количественный состав отработавших газов в основном зависит от типа двигателя, его конструктивных параметров и совершенства процесса сгорания, режимов работы, регулировок и технического состояния.

На работоспособность топливной аппаратуры существенное влияние оказывают загрязнения, содержащиеся в топливе. Загрязнения, содержащиеся в дизельном топливе, значительно ускоряют износ прецизионных пар и сопловых отверстий форсунок, что приводит к неравномерной подаче топлива, ухудшению процесса его сгорания и увеличению его расхода, нарушению режима работы дизельного двигателя на холостых оборотах и при малых нагрузках, затруднению пуска двигателя и уменьшению его мощности. Это в свою очередь вызывает перегрев двигателя, увеличение дымления и токсичности отработавших газов в результате неполного сгорания топлива.

3.7 Физическая культура на производстве.

Одним из немаловажных факторов воспроизводства рабочей силы и повышения ее трудовой деятельности является оздоровительная физическая культура на предприятиях.

В рабочее время ПФК осуществляется посредством производственной гимнастики. Это название вполне условно, поскольку в некоторых случаях промышленная гимнастика может включать не только гимнастические упражнения, но и другие средства физической культуры.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист 11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В особых случаях даже в рабочее время некоторым специалистам могут быть предоставлены занятия по профессиональной и прикладной физической культуре для обеспечения эффективного выполнения определенных профессиональных видов работы.

Производственная гимнастика представляет собой комплекс специальных упражнений, используемых в течение рабочего дня для повышения общей и профессиональной работоспособности, а также в целях профилактики и восстановления.

Виды (формы) промышленной гимнастики: вводная гимнастика, пауза (физ. минутка), микропауза активного отдыха.

При составлении тренировочных упражнений следует учитывать:

- рабочее положение (стоя или сидя), положение тела (согнутое или прямое, свободное или напряженное);
- рабочие движения (быстрые или медленные, амплитуда движений, их симметрия или асимметрия, однообразие или разнообразие, степень интенсивности движений);

характер работы (нагрузка на органы чувств, психическая и перво-мышечная нагрузка, сложность и интенсивность мыслительных процессов, эмоциональная нагрузка, нужная точность и повтор движений, однообразие работы);

- уровень и характер утомления по субъективным показателям (рассеянное внимание, головная боль, чувство боли в мышцах, раздражительность);

возможные отклонения в состоянии здоровья, которые требуют индивидуального подхода при подготовке комплексов промышленной гимнастики;

- санитарно-гигиеническое состояние места занятий (обычно комплексы проводятся на рабочих местах).

3.8 Расчёт технико-экономической эффективности.

Согласно паспорту автомобиля ВАЗ-21214, расход топлива на 100 км с базовой системой IРМ составляет 9,1 литра в смешанном цикле. Для существующих двигателей, оснащенных системой изменения фаз газораспределения достигнуто снижение расхода топлива на 20% [22]. Для расчёта экономических показателей принимаем значение экономии топлива 10%.

Стоимость конструкторской разработки $C_{кр}$ равна [22]:

$$K_s = Z_M + Z_{до} + Z_{по} + Z_{эл} + Z_{накл}, \quad (3.57)$$

где Z_M – затраты на покупку материалов, необходимых для изготовления конструкторской разработки, руб.;

$Z_{до}$ – затраты на приобретение готовых деталей, руб.;

$Z_{по}$ – заработная плата с отчислениями работников, изготавливающих конструкторскую разработку и производящих монтаж и регулировку, руб.;

$Z_{эл}$ – затраты на оплату электроэнергии, руб.;

$Z_{накл}$ – накладные расходы, руб.;

Затраты на покупку материалов определяем по справочным материалам и заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 - Затраты на покупку материалов

Материал	Вес, кг	Цена за 1кг, руб.	Сумма, руб.
Ст. 3 ГОСТ 380-94	2,4	232	557
Итого			557

Затраты на приобретение готовых деталей определяются так же по справочным материалам и заносятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Затраты на приобретение готовых деталей

Показатели	Цена, руб.	Количество	Стоимость, руб.
1. Шкив	500	1	500
2. Распределитель	1000	1	1000
3. Уплотнительные элементы	300	1	300
4. Распределительный вал	1400	1	1400
5. Головка цилиндров	5900	1	5900
Итого	-	-	9100

Общие затраты на готовые детали составят 9100 руб.

Оплата труда по видам работ определяется по формуле:

$$З_{pi} = C_{чи} \cdot T_{pi}, \quad (3.58)$$

где $C_{чи}$ – часовая тарифная ставка рабочего, руб./ч;

T_{pi} – время работы рабочего, ч.

Заработная плата с начислениями определяется из выражения:

$$З_{noi} = З_{pi} \cdot \left(1 - \frac{K_{отп}}{100} \right) \cdot \left(1 + \frac{K_{отс}}{100} \right), \quad (3.59)$$

где $K_{отп}$ – отчисления на оплату отпусков от основной заработной платы,

$K_{отс}$ – страховые взносы, принимаем 30 % от основной заработной платы для автотранспортного предприятия.

На токарных работах:

$$З_{n_1} = 100 \cdot 5,7 = 570 \text{ руб.},$$

$$З_{noi_1} = 570 \cdot \left(1 - \frac{8,42}{100} \right) \cdot \left(1 + \frac{30}{100} \right) = 811 \text{ руб.}$$

На сварочных работах:

$$З_{n_2} = 120 \cdot 1,9 = 228 \text{ руб.}$$

$$Z_{no_2} = 228 \cdot \left(1 - \frac{8,42}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) = 324 \text{ руб.}$$

На сверлильных работах:

$$Z_{n_1} = 10 \cdot 3,4 = 340 \text{ руб.}$$

$$Z_{no_3} = 340 \cdot \left(1 - \frac{8,42}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) = 484 \text{ руб.}$$

Суммарная заработная плата с начислениями

$$Z_{no} = Z_{no_1} + Z_{no_2} + Z_{no_3} \quad (3.60)$$

$$Z_{no} = 811 + 324 + 484 = 1619 \text{ руб.}$$

Затраты на электроэнергию определяются:

$$Z_{эл} = P_{эл} \cdot C_{эл}, \quad (3.61)$$

где $P_{эл}$ – фактический расход энергии, кВт·ч;

$C_{эл}$ – стоимость одного киловатт-часа, руб.

$$Z_{эл} = 28 \cdot 7 = 196 \text{ руб.}$$

Накладные расходы определяем по формуле

$$Z_{нк} = Z_{no} \frac{K_{нр}}{100}, \quad (3.62)$$

где $K_{нр}$ – отчисления на накладные расходы.

$$Z_{нк} = 1619 \cdot \frac{40}{100} = 648 \text{ руб.}$$

$$K_1 = 557 + 9100 + 1619 + 196 + 648 = 12078 \text{ руб.}$$

Среднегодовой пробег автомобиля ВАЗ - 21214 составляет 30000 километров. Расход топлива на 100 километров базовым автомобилем составляет 9,1 литров, проектым – 8,2 литра.

Проведем сравнительный расчет среднего годового расхода топлива автомобилем базовым и спроектированным по формуле

$$Q_{к.пр} = \frac{q_s S}{100} k, \quad (3.63)$$

где S – средний годовой пробег автомобиля, км;

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Всего
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

q_s - расхода топлива в расчете на 100 км;

k - коэффициент потерь, принимаем $k = 1,075$.

Средний годовой расход топлива базовым автомобилем составит

$$Q_{б.ср.} = \frac{9,1 \cdot 30000}{100} \cdot 1,075 = 2935 \text{ л.}$$

Средний годовой расход топлива проектируемого автомобиля составит

$$Q_{п.ср.} = \frac{8,2 \cdot 30000}{100} \cdot 1,075 = 2645 \text{ л.}$$

Определяем стоимость израсходованного топлива за год

$$C_{\text{б}} = Q_{п.ср} P_m, \quad (3.64)$$

где P_m - стоимость одного литра топлива, руб.

$$C_{\text{б.б}} = 2935 \cdot 43 = 126205 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{б.п}} = 2645 \cdot 43 = 113735 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект от внедрения в производство нового двигателя составит

$$\text{Э} = C_{\text{б.б}} - C_{\text{б.п}}, \quad (3.65)$$

$$\text{Э} = 126205 - 113735 = 12470 \text{ руб.}$$

Рассчитываем срок окупаемости дополнительных капитальных вложений

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{\text{Э}}, \quad (3.66)$$

где K - дополнительные капитальные вложения.

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{\text{Э}} = \frac{12078}{12470} = 0,97 \text{ года.}$$

Полученные данные сводим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 - Техничко-экономические показатели работы

Наименование показателей	Вариант		Разница, -/-
	базовый	проектный	
Расход топлива на 100 км пути, л.	9,1	8,2	- 0,9
Дополнительные капитальные вложения, руб.	-	12078	-

Стоимость годового расхода топлива, руб.	126205	113735	12470
Экономический эффект, руб.	-	12470	-
Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений, лет.	-	0,97	-

Результаты расчетов показали, что применение системы регулирования фаз газораспределения приводит к годовой экономии топлива, которая составляет 12470 рублей при сроке окупаемости дополнительных капитальных вложений 0,97 года.

					ВКР СГР 00.00.00 ПЗ	Лист 11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В первом разделе приведены особенности и принцип действия газораспределительного механизма, рассмотрены газораспределительные механизмы с изменяемыми фазами газораспределения, принятие данных систем обеспечивает снижения расхода топлива до 20%.

Проведен тепловой расчет двигателя, построены индикаторная диаграмма и график сил, действующих на поршень, установлено, что при частоте вращения коленчатого вала 5200 мин^{-1} удельный расход топлива составляет 181 г/лс,ч .

Разработана конструкция газораспределительного механизма с устройством фазовращателя. Расчет элементов газораспределительного механизма показали, что высота подъема клапана составляет 3 мм, максимальный сдвиг фаз газораспределения составляет 35° .

Расчет экономической эффективности показал, что применение системы регулирования фаз газораспределения приводит к годовой экономии топлива, которая составляет 12470 рублей при сроке окупаемости дополнительных капитальных вложений 0,97 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ВАЗ-2110, -21102i, 21103i, -2111i, -2112i. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонт. – М. : Издательский Дом Третий Рим, 2005. – 160 с.
2. Болгинский, В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В.Н. Болгинский. – М. : Сельхозиздат, 1992. – 391 с.
3. Бекман, В.В. Пополные автомобили / В.В. Бекман. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2000. – 320 с.
4. Гаркунов, Д.Н. Триботехника /пособие для конструктора: учебник для студентов вузов / Д.Н. Гаркунов. – 3 изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1999. – 336 с.
5. Гаркунов, Д.Н. Износ и безизносность / Д.Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 2001. – 616 с.
6. ГОСТ 23728-88 - ГОСТ 23730-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М. : Изд-во стандартов, 2008. – 26 с.
7. Григорьев, М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях. – М.: «Машиностроение», 1999 г. – 271 с.
8. Гуревич, А.М. Конструкция тракторов и автомобилей / А.М. Гуревич, А.К. Болотов, В.И. Судницин. – М. : Агропромиздат, 2004. – 368 с.
9. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин. – М. : Колос, 1994. – 400 с.
10. Ерохов, В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей. / В.И. Ерохов. – М. : Транспорт, 2002. – 173 с.
11. Итинская, Н.И. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н.И. Итинская. – М. : Колос, 2002. – 208 с.
12. Итинская, Н.И. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / Н.И. Итинская. – М. : «Колос», 2009. – 360 с.

13. Климанов, А.В. Теория и расчет автотракторных двигателей: учебное пособие / А.В. Климанов, Г.А. Ленивцев. – Самара, 2002. – 127 с.
14. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.И. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
15. Лышевский, А.С. Системы питания дизелей: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / А.С. Лышевский. – М.: Машиностроение, 2001. – 216 с.
16. Лытко, Г.И. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / Г.И. Лытко. – М.: Колос, 2009. – 256 с.
17. Скотников, А.В. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский: под ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 2006. – 383 с.
18. Болтинский В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. - М.: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 2002.
19. Горфинкель, В.Я. Экономика предприятия / В.Я. Горфинкель. - М. «ЮНИТИ», 2008.
20. Системы управления дизельными двигателями. – Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
21. Справочник по триботехнике. – В 3 т. Т.1. / Под общ. ред. М. Хебеды, А.В. Чичинадзе. Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 2009. – 400 с.
22. Уханов А.П., Киганин В.Ф., Уханов Д.А. и др. Автомобили и тракторные двигатели, курсовое проектирование. Учебное пособие.- Пенза РИО ПГСХА, 2005г.- 192с.
23. Девисилов, В.А. Охрана труда / В.А. Девисилов: 3-е изд. – М.: Инфра-М, 2007. – 448 с.

24. Тракторы и автомобили / Под ред. В.А. Скотникова. – Т. 65 М.: Агропромиздат, 1995. – 440 с.
25. Терский, Б.К. Выявление оптимальных фаз газораспределения двигателя внутреннего сгорания с независимым изменением фаз во время работы / Б.К. Терский. Автореф. дис. канд. техн. наук. Волгоград, 1967. 20 с.
26. Зотов Б. И., Курдюмов В. И. Проектирование и расчет средств обеспечения безопасности. - М.: Колос, 1997.
27. Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.И. Якушев. – 4 изд., стереотип. – М.: «Машиностроение», 2005. 471 с.
28. Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р., Гайсин Э.М. Разработка базовой характеристики регулирования дизеля пропуском подачи топлива / Вестник Башкирского государственного аграрного университета. Научный журнал, 2007. -№9. С.23-26.
29. Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р. Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, №2008612426, зарегистрировано в Роспатре программ для ЭВМ 19.05.2008.
30. Бахтияров Н.И., Белявцев А.В. и др. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых двигателей. М.: Колос, 2000. - 160с.
31. Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р., Гайсин Э.М. Сравнительные исследования эффективности последовательного отключения цилиндров дизеля Д50 // Отчет о научно-исследовательской работе. Уфа, 2007. 35 с.
32. Круглов С.М. Все о легковом автомобиле. М. Высшая школа, 2002.
33. Набоких В.А. Аппараты систем зажигания: справочник: учебное пособие для студентов ВУЗ – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 320 с.
34. Наземные тягово-транспортные системы. Энциклопедия в 3-х томах (под ред. Косевич И.П.). М.: Машиностроение, 2003.

35. Сафаров, Р.К. Оптимизация угла опережения впрыска у автодизельных двигателей в неоптимальных условиях / Р.К. Сафаров, П.П. Аюгин, Д.Е. Молочников // Аграрная наука и образование на современном этапе развития. Материалы VI Международной научно-практической конференции. - 2015. - С. 187-189.