

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет
Институт механизации и технического сервиса**

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

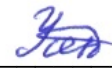
Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
на соискание квалификации (степени) «специалист»**

Тема: Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой
конструкции поршня переменной длины

Шифр ВКР 23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Студент группы C251-07  Мустафин З.А.

Руководитель доцент  Усенков Р.А.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол № 11 от 17 июня 2020 г.)

И.о. зав. кафедрой доцент  Хафизов Р.Н.

Казань – 2020 г.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет
Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

«УТВЕРЖДАЮ»

И.о. зав. кафедрой ТАиЭУ

 /Хафизов Р.Н./

« 12 » марта 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту Мустафину Зарифу Артуровичу

Тема ВКР: Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой конструкции поршня переменной длины

утверждена приказом по вузу от «22» мая 2020 г. № 178

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 15.06.2020

3. Техническое задание на ВКР

Проектировать грузовой автомобиль.

– Тип ходовой части – 6к4,

– Подобрать основные оптимальные параметры автомобиля: G – массу автомобиля, кН; Ne – мощность двигателя, кВт.

– Произвести тягово-динамический расчет автомобиля.

– Разработать конструкцию поршня переменной длины

– Разработать технологию изготовления детали

– Разработать мероприятия безопасности жизнедеятельности и охраны окружающей среды.

– Произвести экономическое обоснование.

4.Перечень подлежащих разработке вопросов 1.Динамический и экономический расчет автомобиля. 2.Эскизная компоновка. 3.Конструкторская разработка. 4.Технология изготовления детали. 5.Безопасность жизнедеятельности. 6.Охрана окружающей среды. 7.Экономическое обоснование

5. Перечень графических материалов 1 Результаты динамического и экономического расчета автомобиля. 2. Эскизная компоновка проектируемого автомобиля. 3. Классификация совершенствования ДВС. 4. Анализ существующих конструкций. 5. Сборочный чертеж ЦПГ. 6. Сборочный чертеж поршня переменной длины. 7, Чертежи нестандартных деталей и сборочных единиц. 8. Технологическая карта на изготовление детали. 9. Экономическое обоснование

6. Консультанты по ВКР

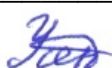
Раздел (подраздел)	Консультант
Технология изготовления детали	Марданов Р.Х.
Безопасность жизнедеятельности	Гаязиев И.Н.
Экология и охрана окружающей среды	Макарова О.И.
Экономическое обоснование	Сафиуллин И.Н.

7. Дата выдачи задания 12.03.2020

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
1	Тягово-динамический расчет	10.05.2020	
2	Конструкторская часть	25.05.2020	
3	Технология изготовления детали	28.05.2020	
4	Экономическое обоснование	10.06.2020	

Студент _____  _____ (Мустафин З.А.)

Руководитель ВКР _____  _____ (Усенков Р.А.)

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Мустафина З.А. «Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой конструкции поршня переменной длины»

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 109 страницах машинописного текста и графической части на 9 листах. Записка состоит из введения, 7 разделов, вывода и включает 20 рисунков и 7 таблиц. Список используемой литературы содержит 19 наименований.

В первом разделе представлен динамический расчет и определены основные параметры проектируемого автомобиля.

Во втором разделе приводится эскизная компоновка проектируемого автомобиля.

В третьем разделе приведен анализ существующих конструкций, проведены конструктивные расчеты.

В четвертом разделе представлены технологические расчеты по изготовлению детали.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе рассмотрены вопросы охраны окружающей среды.

В седьмом разделе представлено экономическое обоснование конструкции.

Пояснительная записка также содержит заключение, список использованной литературы, приложения и спецификации.

ABSTRACT

To final qualifying work Mustafin Z.A. «Designing a truck of category N₃ with the development of a variable-length piston design».

The final qualification work consists of an explanatory note on 109 pages of typewritten text and a graphic part on 9 sheets. The note consists of introduction, 7 sections, conclusion and includes 20 figures and 7 tables. The list of used literature contains 19 items.

The first section presents the dynamic calculation and defines the main parameters of the designed car.

The second section provides a sketch layout of the designed car.

In the third section, an analysis of existing structures is given, a description of the designed structure is given, and structural calculations are carried out.

The fourth section presents technological calculations for the manufacture of parts.

The fifth section discusses life safety measures.

The sixth section addresses environmental issues.

The seventh section presents the business case for the design.

The explanatory note also contains a conclusion, list of references, applications and specifications.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	10
1.1 Определение мощности автомобильного двигателя.....	10
1.2 Определение массы автомобиля и массы груза связанной с помощью коэффициента грузоподъемности.....	10
1.3 Выбор колес автомобиля.....	11
1.4 Расчет и построение скоростной (или регуляторной) характеристики автомобильного двигателя.....	12
1.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля.	13
1.6 Расчет и построение тяговой и динамической характеристик автомобиля.....	15
1.7 Расчет и построение экономической характеристики автомобиля.....	16
1.8 Анализ характеристик проектируемого автомобиля.....	19
2. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	20
3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	22
3.1 Состояние изучаемого вопроса.....	22
3.2 Обзор существующих конструкций.....	30
3.3 Обоснование поршня переменной длины.....	72
3.4 Конструктивные расчеты.....	74
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	78
4.1.Выбор материала заготовки.....	78
4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.....	78
4.3 Технологические расчеты.....	78
4.4 Разработка метода контроля детали и проектирования	

измерительного инструмента.....	93
5 РАЗРАБОТКА ВОПРОСОВ БЕЗОПАСНОСТИ	
ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	95
5.1. Общие положения.....	95
5.2 Физическая культура на производстве.....	100
6. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ	
ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....	101
7. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	103
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	107
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	108
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....	110
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	

ВВЕДЕНИЕ

С момента появления двигателя внутреннего сгорания перед конструкторами появилась задача повышения его мощности. А это возможно только одним путем – увеличением количества сгораемого топлива.

Для решения этой проблемы использовалось два метода, один из которых – повышение объема камер сгорания. Но в условиях постоянно ужесточающийся экологических требований к силовым агрегатам автомобилей этот метод повышения мощности сейчас практически не используется, хотя ранее он был приоритетным.

Второй метод повышения мощности сводится к принудительному увеличению количества горючей смеси. В результате этого даже на малообъемных силовых установках удастся существенно повысить эксплуатационные показатели.

Если с увеличением количества подаваемого в цилиндры топлива проблем не возникает (система его подачи легко регулируется под требуемые условия), то с воздухом не все так просто. Силовая установка самостоятельно его закачивает за счет разрежения в цилиндрах и повлиять на объем закачки невозможно. А поскольку для максимально эффективного сгорания в цилиндрах должна создаваться топливовоздушная смесь с определенным соотношением, то увеличение только одного количества топлива никакого прироста мощности не дает, а наоборот – повышается расход, а мощность падает.

Выходом из ситуации является принудительная накачка воздуха в цилиндры, так называемый наддув двигателя. Отметим, что первые устройства, нагнетающие воздух в камеры сгорания, появились практически с момента появления самого двигателя внутреннего сгорания, но долгое время их на автотранспорте не использовали. Зато наддувы достаточно широко использовались в авиации и на кораблях.

Тюнингом называется доработка двигателя в целях увеличения его мощности и эффективности. Модернизация происходит за счет замены заводских деталей, установки новых механизмов и улучшения уже имеющихся систем.

Двигатели современных автомобилей с электронным блоком управления подвергаются также чип-тюнингу – корректировке программы бортового компьютера. Такой метод позволяет повысить мощность агрегата без наддува на 10 %, с наддувом – на 30-40 %.

Достичь наилучших результатов форсирования двигателя можно только в специализированных сервисных центрах, оборудованных профессиональным инструментом и качественными запчастями.

Каждый автомобиль имеет свои конструктивные нюансы, поэтому индивидуальный подход к ТС – залог его оптимальной доработки. По большому счету, в улучшении параметров нуждаются только двигатели гоночных автомобилей, в остальных случаях тюнинг не всегда целесообразен, так как требует больших затрат при спорных результатах.

1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

Исходные данные.

Тип автомобиля– грузовой. Колесная формула 6х4.

Грузоподъемность автомобиля – $M_{\text{гр}}=7500$ кг.

Максимальная скорость движения – $V_{\text{max}}=85$ км/час.

Двигатель- дизельный. Обороты к/вала – $n_{e,n}=2200$ об/мин.

Удельный расход топлива – $g_{e,n}=207$ г/кВт·ч

1.1 Определение мощности автомобильного двигателя – N_{eH}

Мощность двигателя определяют по следующей формуле:

$$N_{eH} = \frac{V_{\text{max}} [\psi (m_{\text{авт}} + m_{\text{гр}}) \cdot 9,81 + K_{\text{в}} \cdot F \cdot V_{\text{max}}^2]}{10^3 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \text{ кВт} \quad (1.1)$$

где : ψ – коэф. суммарного дорожного сопротивления, (0,03....0,04);

$m_{\text{ав}}$, $m_{\text{гр}}$ –масса автомобиля и масса груза, кг;

$K_{\text{в}}$ – коэф. сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;

F - площадь сечения автомобиля, м².

$\eta_{\text{тр}}$ –к.п.д. трансмиссии автомобиля, $\eta_{\text{тр}} = 0,9$;

1.2 Определение массы автомобиля и массы груза связанной с помощью коэффициента грузоподъемности – $K_{\text{г}}$.

$$K_{\text{г}} = \frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{авт}}}, \quad (1.2)$$

Принимаем $K_{\text{г}}= 0,85$

Отсюда, если задана масса груза , то масса автомобиля будет :

$$m_{\text{авт}} = \frac{m_{\text{гр}}}{K_{\text{г}}}, \text{ кг} \quad (1.3)$$

$$m_{\text{авт}} = \frac{7500}{0,9} = 8333 \text{ кг}$$

Тогда

$$N_e = \frac{23,6(0,04 \cdot (7500 + 8333) \cdot 9,81 + 0,7 \cdot 6 \cdot 23,6^2)}{1000 \cdot 0,9} = 224,2 \text{ кВт}$$

В качестве прототипа выбираем автомобиль КамАЗ 55102 у которого следующие характеристики Таблицы 1.1.

КамАЗ-55102 — самосвал с колёсной формулой 6×4 производства Камского автомобильного завода оборудованный платформой разгружаемой на боковые стороны.

Таблица 1.1 - Основные характеристики автомобиля КамАЗ 55102.

Технические характеристики автомобиля КамАЗ-55102	
Масса перевозимого груза, т	7
Масса снаряженного автомобиля, т	8,48
Полная масса автомобиля, т	15,63
длина	7570
ширина (по зеркалам/по корпусу)	2900/2500
высота (с опущенной платформой/с поднятой в сторону платформой/с поднятой назад платформой)	2900/4000/5920
база	3190 + 1320
колея передних колес	2026
колея задних колес	1856
дорожный просвет	280
высота бортов	635+620
высота платформы над землей	1370
Контрольный расход топлива автомобиля, л/100 км	23
Запас хода автомобиля по контрольному расходу топлива, км	740
Время разгона автомобиля с полной нагрузкой с 0 до 60 км/ч, сек	35
Тормозной путь автомобиля с полной нагрузкой при движении со скоростью 40 км/ч, м	17,2
Наименьший радиус поворота по оси переднего внешнего следа, м	8,5
Номинальная вместимость топливного бака, л	170

1.3 Выбор колес автомобиля

Для автомобилей 6К4, на одно заднее колесо будет:

$$G_{k1} = \frac{m_n \cdot 9,81 \cdot \lambda_k}{8}, \text{Н} \quad (1.4)$$

$$G_{k1} = \frac{15833 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{8} = 9707 \text{ Н}$$

По справочнику подбираем шину типоразмера 9,00R20 (в дюймах).

Радиус такой шины будет:

$$r_k = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot d + H(1 - \delta_r)], \text{ м} \quad (1.5)$$

где: 0,0254 – коэф. перевода дюймов в метры;

d – посадочный диаметр шины (вторая цифра, т.е. 20) в дюймах;

H – высота профиля в дюймах;

$\delta_r = 0,11 \dots 0,13$ – коэффициент радиальной деформации шины.

$$r_k = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot 20 + 9 \cdot (1 - 0,12)] = 0,45 \text{ м}$$

1.4 Расчет и построение скоростной (или регуляторной) характеристики автомобильного двигателя.

Определение крутящего момента двигателя.

$$M_{еном} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_{еном}}{\pi \cdot n_{еном}}, \text{ Нм} \quad (1.6)$$

где $M_{еном}$ – крутящий момент двигателя, Нм;

$N_{еном}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$$M_{еном} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 225}{3,14 \cdot 2200} = 977 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определение номинального часового расхода топлива

$$G_{тном} = \frac{g_{еном} \cdot N_{еном}}{1000}, \text{ кг/ч} \quad (1.7)$$

где $G_{тном}$ – номинальный часовой расход топлива, кг/ч;

$$G_{тном} = \frac{207 \cdot 225}{1000} = 46,57 \text{ кг/ч}$$

В качестве прототипа выбираем двигатель КамАЗ 740, у которого следующие характеристики таблица 1.2:

Таблица 1.2 Характеристики двигателя КамАЗ 740

Модель	Число и располож. цилиндров	Тип системы газообмена	Номинал. мощность, кВт	Номинал. частота вращения, об/мин	Макс. крутящий момент, Н·м	Частота вращения при макс. крутящем моменте, об/мин	Удельный расход топлива, г/кВт·ч
КамАЗ 740	8V	T	235	2200	1020	1100-1400	207

Принимаем $n_{emin} = 800$ об/мин.

Следующая точка – это наибольшая скорость вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, но без нагрузки.

$$n_{ex/x} = n_{enom} \cdot (1 + \delta_p), \text{ об/мин} \quad (1.8)$$

где $n_{ex/x}$ – наибольшая скорость вращения коленчатого вала, об/мин;

δ_p – степень неравномерности регулятора, $\delta_p = 0,07 \dots 0,09$.

$$n_{ex/x} = 2200 \cdot (1 + 0,08) = 2376 \text{ об/мин}$$

Тут же нужно определить величину расхода топлива.

$$G_{tx/x} = G_{tnom} (0,25 \dots 0,30), \text{ кг/ч} \quad (1.9)$$

где $G_{tx/x}$ – величину расхода топлива, кг/ч;

G_{tnom} – номинальный часовой расход топлива, кг/ч;

$$G_{tx/x} = 46,57 \cdot 0,25 = 11,6 \text{ кг/ч}$$

$$g_e = \frac{G_T \cdot 1000}{N_E}, \quad \frac{гp}{кВт \cdot ч}$$

$$g_e = \frac{46,57 \cdot 1000}{225} = 206 \frac{гp}{кВт \cdot ч}$$

Для расчета использовали программу для расчета.

Таблица 1.3- Данные для расчета регуляторной характеристики.

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычное	в программе	
1.	Номинальная мощность двигателя – кВт	N_{enom}	N	225
2.	Номин. частота вращения к/вала – об/мин.	n_{enom}	H	2200
3.	Малые обороты хол. хода дв. – об/мин.	n_{emin}	H2	800
4.	Коэф. для расчета характеристики дв-ля.	C_1	C1	0,75
5.	Номинальный удельный расход топлива, гр/кВт·ч	g_{enom}	Q	207
6.	Степень неравномерности регулятора-	δ_p	B	0,08

Результаты расчетов представлены в приложении

1.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля.

Автомобильные трансмиссии включают только два узла – коробку передач и главную передачу.

Тогда:

$$i_{tp} = i_{к.л.} \cdot i_0 = 1 \cdot i_0, \quad (1.10)$$

На автомобилях Камаз 5-ая – передача прямая.

$$i_0 = 0,105 \cdot \frac{n_{ch} \cdot r_k}{V_{max}}, \quad (1.11)$$

$$i_0 = 0,105 \frac{2200 \cdot 0,45}{23,6} = 4,40$$

$$\text{При этом } \psi_{max} = f_{max} + \sin \alpha_{max} = 0,4 \dots 0,5. \quad (1.12)$$

$$P_{kmax} = \frac{M_{emax} \cdot i_{k,л1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}{r_k} \geq m_n \cdot 9,81 \cdot \psi_{max}, \quad (1.13)$$

Отсюда:

$$i_{k,л1} \geq \frac{m_n \cdot 9,81 \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{emax} \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}, \quad (1.14)$$

$$i_{kл1} \geq \frac{15833 \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot 0,45}{1114 \cdot 4,40 \cdot 0,9} = 7,1$$

С другой стороны:

$$P_{kmax} = \frac{M_{emax} \cdot i_{кл1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}{r_k} \leq P_{\varphi max} = \varphi_{max} \cdot \lambda_k \cdot m_n \cdot 9,81, \quad (1.15)$$

Отсюда:

$$i_{k,л1} \leq \frac{\varphi_{max} \cdot \lambda_k \cdot m_n \cdot 9,81 \cdot r_k}{M_{emax} \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}, \quad (1.16)$$

$$i_{кл1} \leq \frac{0,8 \cdot 0,65 \cdot 15833 \cdot 9,81 \cdot 0,45}{1114 \cdot 4,40 \cdot 0,9} = 8,2$$

где: φ_{max} – коэфф. сцепления ведущих колес автомобиля в хороших дорожных условиях $\varphi_{max} \approx 0,75 \dots 0,85$;

λ_k – коэфф. распределения массы на ведущие колеса $\lambda_k \approx 0,65 \dots 0,70$;

M_{emax} – наибольший крутящий момент автомобильного двигателя, Нм.

$$7,1 \leq i_{кл1} \leq 8,2$$

Выбираем $i_{кл1} = 7,6$

Приступаем к выбору остальных:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{mpn}}{i_{mp1}}} = \sqrt[n-1]{\frac{i_{кн5} \cdot i_0}{i_{кн1} \cdot i_0}}, \quad (1.17)$$

где: n – количество передач, в нашем случае принимается равным 5.

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{mpn}}{i_{mp1}}} = \sqrt[4]{\frac{1 \cdot 4,4}{7,6 \cdot 4,4}} = 0,6$$

Далее:

$$i_{kn2} = i_{kn1} \cdot q;$$

$$i_{kn2} = 7,6 \cdot 0,6 = 4,56$$

$$i_{к.л.3} = i_{к.л.2} \cdot q = i_{к.л.1} \cdot q^2.$$

$$i_{kn3} = 4,56 \cdot 0,6 = 2,73$$

$$i_{kn4} = i_{kn3} \cdot q$$

$$i_{kn4} = 2,73 \cdot 0,6 = 1,64$$

Передаточные числа трансмиссии автомобиля будут:

$$i_{тp1} = i_{к.л.1} \cdot i_0;$$

$$i_{mp1} = 7,6 \cdot 4,4 = 33,44$$

$$i_{тp2} = i_{к.л.2} \cdot i_0;$$

$$i_{mp2} = 4,56 \cdot 4,4 = 20$$

$$i_{тp3} = i_{к.л.3} \cdot i_0;$$

$$i_{mp3} = 2,73 \cdot 4,4 = 12$$

$$i_{mp4} = i_{кп4} \cdot i_0$$

$$i_{mp4} = 1,64 \cdot 4,4 = 7,2$$

$$i_{mp5} = i_{кп5} \cdot i_0 = 1 \cdot i_0;$$

$$i_{mp5} = 1 \cdot 4,4 = 4,4$$

1.6 Расчет и построение тяговой и динамической характеристик автомобиля.

Тяговая характеристика автомобиля это зависимость касательной силы тяги на его ведущих колесах от скорости движения, а динамическая характеристика – зависимость динамического фактора автомобиля так же от скорости его движения:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_n} = f(v), \quad (1.18)$$

где: P_w – сопротивление воздуха, Н;

$$G_n = m_n \cdot 9,81 = (m_{св} + m_{тп}) \cdot 9,81, \quad (1.19)$$

Расчетные формулы:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{тп} \cdot \eta_{тп}}{r_k} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_e \cdot \eta_{тп} \cdot i_{тп}}{\pi \cdot n_e \cdot r_k}, \quad (1.20)$$

$$D = \frac{M_e \cdot i_{тп} \cdot \eta_{тп} - K_b \cdot F \cdot V^2 \cdot r_k}{r_k \cdot G_n}, \quad (1.21)$$

$$V = 0,105 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{i_{тп}}, \text{ м/с}, \quad (1.22)$$

На динамической характеристике отмечают:

- $V_{\max}$, при $f = 0,015 \dots 0,018$ (на хорошем сухом асфальте).
- $D_{\max}$ – на 1 и 4 – передачах.

1.7 Расчет и построение экономической характеристики автомобиля.

Топливную экономичность автомобиля:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \gamma_T}, \quad \frac{\text{л}}{100 \text{ км пути}}, \quad (1.23)$$

где: γ_T – плотность топлива, кг/л (для дизельного “зимнего” топлива $\gamma_T = 0,84$).

Мощность двигателя N_e :

$$N_e = \frac{P_k \cdot V}{1000 \cdot 3,6 \cdot \eta_{тп}} = \frac{V \cdot (G_n \cdot \psi + \frac{K_b \cdot F \cdot V^2}{13})}{1000 \cdot 3,6 \cdot \eta_{тп}}, \quad \text{кВт}, \quad (1.24)$$

где: ψ – коэфф. суммарного дорожного сопротивления (от асфальта до грунтовой дороги $\psi = 0,02 \dots 0,045$);

$K_b \cdot F$ – фактор сопротивления воздуха, Н*с²/м²;

Величину g_e определяют так:

$$g_e = g_{снм} \cdot K_n \cdot K_N, \quad (1.25)$$

где: K_n K_N – коэффициенты из справоч.

После определения основных параметров автомобиля по пунктам 1, 2, 3 нужно подготовить следующие данные для ввода в ЭВМ:

Эти данные вводят в таком же порядке в две строчки : вначале 8 параметров (до $g_{сн\text{ом}}$), а затем остальные 9.

В результате расчетов ЭВМ дает две распечатки:

Первая — $N1, H1, M1, P, V, P1, D, I$.

Вторая —

$H1 - n_e$, об/мин

V — скорость, м/с

$M1 - M_e, H_m$

Q_s - расход топлива, л/100км

$P - P_k, H$

$V - V$, м/с

$P1 - P_w, H$

$D - D$

$I - j$, м/с²

Таблица 1.4 Данные для ввода в ЭВМ

N , n/n	Наименование Параметра	Обозначение		Величина
		Обычное	в программе	
1.	Номинальная мощность двигателя, - к.в.т.	$N_{ен}$	N	225
2.	Номин. частота вращения к/вала – об/мин.	$n_{ен}$	H	2200
3.	Полная масса автомобиля – кг.	m_n	M	15833
4.	К.п.д. трансмиссии автомобиля-	$\eta_{тp}$	H3	0,9
5.	Радиус ведущих колес – м.	r_k	R	0,45
6.	Козфф. для расчета мощности,	C_1	C1	0,75
7.	Козфф. для расчета мощности,	C_2	C2	1,25
8.	Удельный расход топлива, г/квт.ч	$g_{ен}$	G	207
9.	Передаточные числа трансмиссии автомобиля.	$i_{тp1}$	I1	33,44
10.		$i_{тp2}$	I2	20
11.		$i_{тp3}$	I3	12
12.		$i_{тp4}$	I4	7,2
13.		$i_{тp5}$	I5	4,4
14.	Сопротивление качению автомобиля,	f	F	0,025
15.	Начальные обороты вала двигателя, об/мин.	n_{emin}	H2	800
16.	Козфф. учета вращающихся масс	β	B	1,1
17.	Фактор сопротивления воздуха, $H \cdot c^2 / M^2$.	$K_b \cdot F$	W	4,2
18.	Плотность топлива, г/см ³	γ_T	G2	0,84

По этим данным строится динамическая и экономическая

характеристика проектируемого автомобиля, которая представлена на рисунке 1.2.

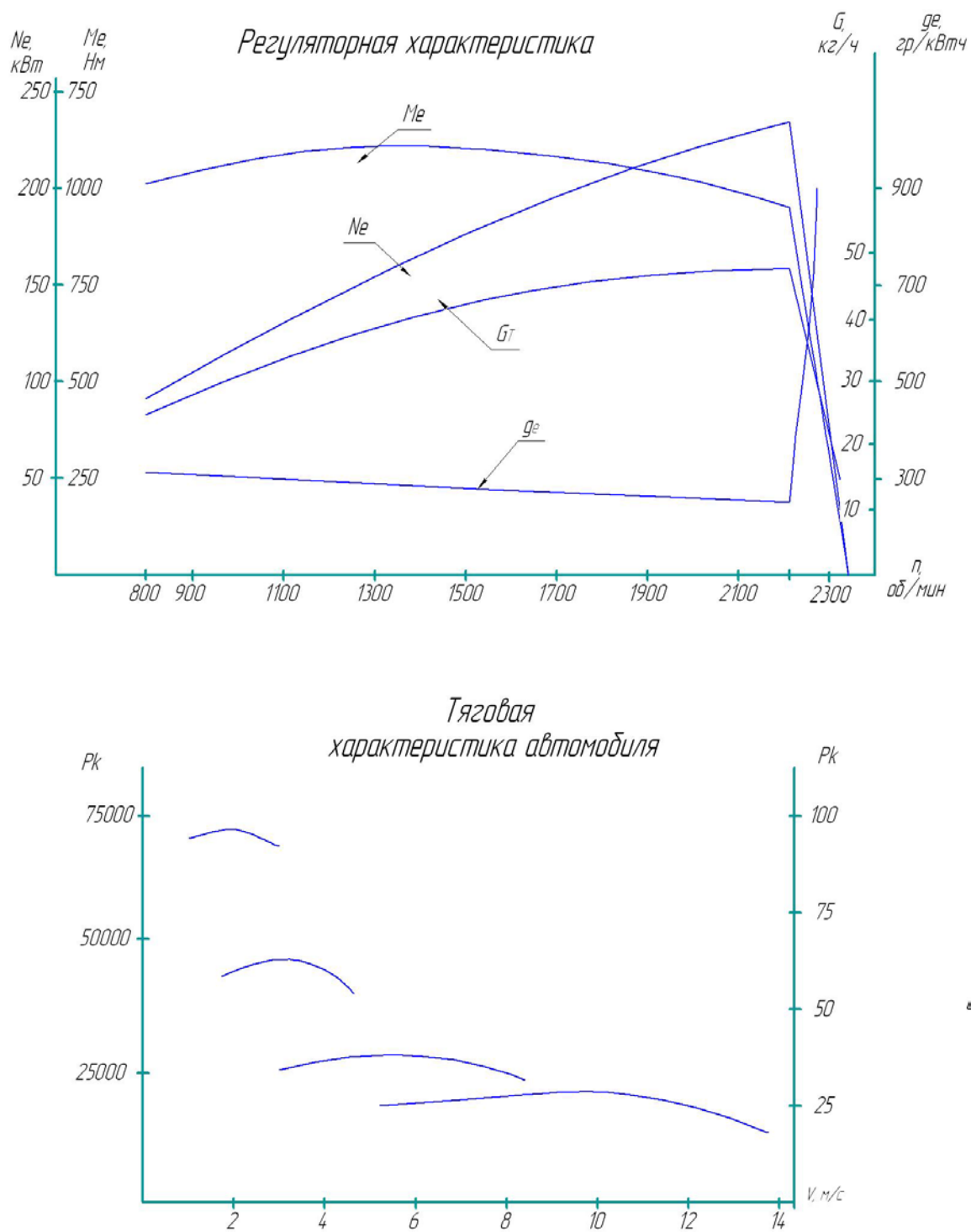


Рисунок 1.2 –характеристики проектируемого автомобиля

1.8 Анализ характеристик проектируемого автомобиля

1. По мере роста оборотов мощность увеличивается от 0 до $N_e = 225$ кВт, а потом корректируется с помощью регулятора.

При увеличении оборотов свыше 2200 об/мин мощность уменьшается. В данном случае двигатель работает на перегрузочных режимах.

2. Часовой расход топлива G_T по мере загрузки автомобиля увеличивается от минимальных значений на холостом ходу до 47 кг/ч при 2060 об/мин коленчатого вала проектируемого.

3. Удельный расход топлива $g_{кр}$ по мере загрузки двигателя уменьшается от 279 г/кВт·ч до 207 г/кВт·ч в дальнейшем при увеличении оборотов коленчатого вала увеличивается до 448 г/кВт·ч из-за уменьшения мощности и перегрузочных режимов работы двигателя на корректорной ветви регуляторной характеристики. Минимальный удельный (крюковой) расход топлива $g_{кр.min}$ составил 207 г/кВт·ч номинальных оборотах коленчатого вала.

2. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

За основу проектируемого автомобиля была взята уже существующий автомобиль КАМАЗ 55102, который представлен на рисунке 2.1.



Рисунок 2.1 – Автомобиль КАМАЗ 55102

КамАЗ 55102 – 7-тонный самосвал с функцией трехсторонней разгрузки грузовой платформы, выпускался на Камском производственном объединении по выпуску большегрузных автомобилей.

Шасси КамАЗ 55102 представляет собой трехосную заднеприводную конструкцию с колесной формулой 6×4. Грузовик с управляемой передней колесной парой и сближенными задними осями собран в бескапотной переднемоторной компоновке.

Эскизная компоновка проектируемого трактора приведена на рисунках 2.2, 2.3.

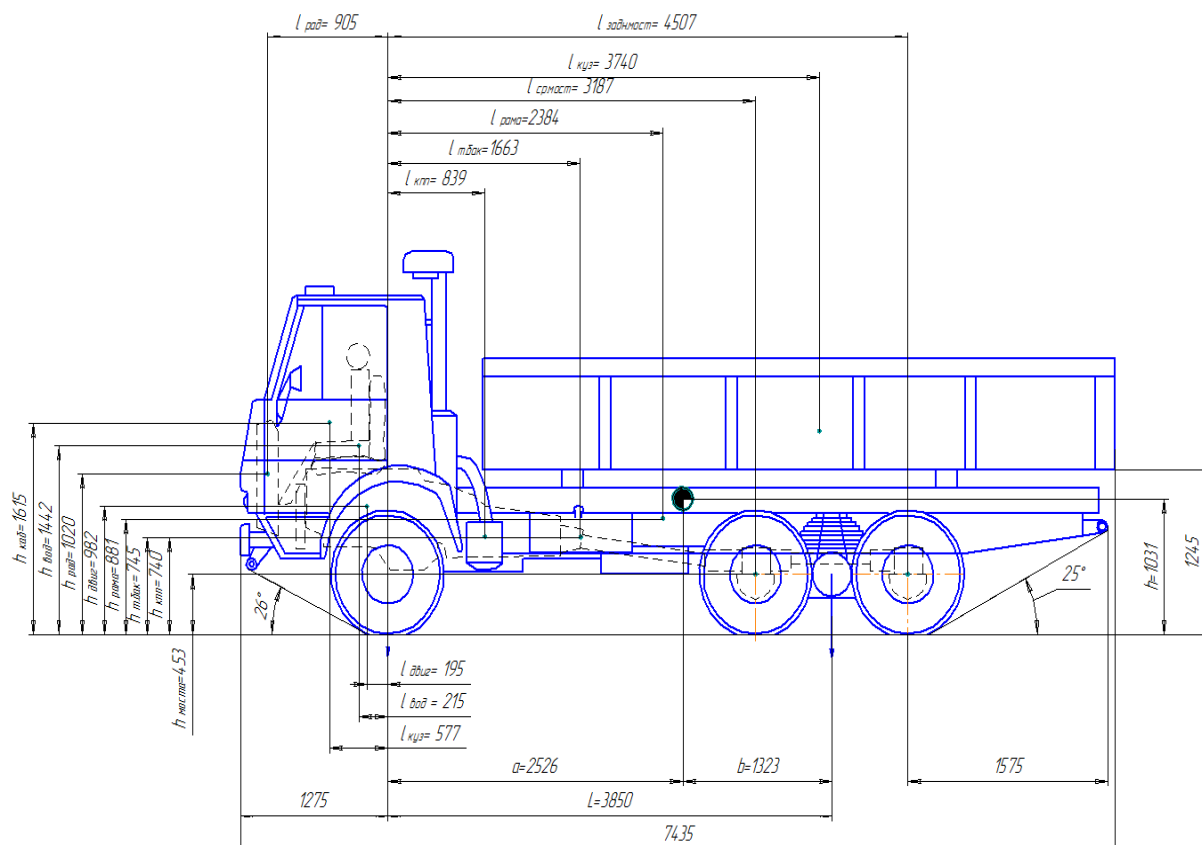


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого автомобиля, вид слева

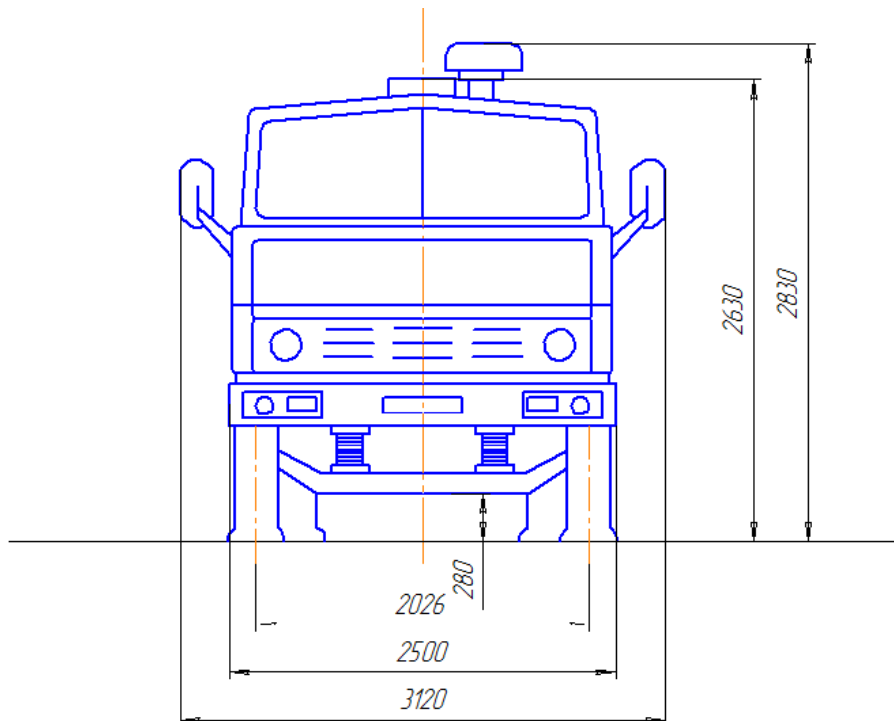


Рисунок 2.3 – Эскизная компоновка проектируемого автомобиля, вид спереди

3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 Состояние изучаемого вопроса

С момента появления двигателя внутреннего сгорания перед конструкторами появилась задача повышения его мощности. А это возможно только одним путем – увеличением количества сгораемого топлива.

Для решения этой проблемы использовалось два метода, один из которых – повышение объема камер сгорания. Но в условиях постоянно ужесточающийся экологических требований к силовым агрегатам автомобилей этот метод повышения мощности сейчас практически не используется, хотя ранее он был приоритетным.

Второй метод повышения мощности сводится к принудительному увеличению количества горючей смеси. В результате этого даже на малообъемных силовых установках удастся существенно повысить эксплуатационные показатели.

Если с увеличением количества подаваемого в цилиндры топлива проблем не возникает (система его подачи легко регулируется под требуемые условия), то с воздухом не все так просто. Силовая установка самостоятельно его закачивает за счет разрежения в цилиндрах и повлиять на объем закачки невозможно. А поскольку для максимально эффективного сгорания в цилиндрах должна создаваться топливовоздушная смесь с определенным соотношением, то увеличение только одного количества топлива никакого прироста мощности не дает, а наоборот – повышается расход, а мощность падает.

Выходом из ситуации является принудительная накачка воздуха в цилиндры, так называемый наддув двигателя. Отметим, что первые устройства, нагнетающие воздух в камеры сгорания, появились практически с

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат			
Разраб.		Мустафин З.А.					
Провер.		Усенков Р.А.					
Реценз.					Лит. Лист Листов 1 56 Казанский ГАУ каф. ТАиЭУ		
Н. Контр.		Хафизов Р.Н.					
Утв.		Хафизов Р.Н.					

момента появления самого двигателя внутреннего сгорания, но долгое время их на автотранспорте не использовали. Зато наддувы достаточно широко использовались в авиации и на кораблях.

Турбонаддув хорош тем, что не оказывает влияние на мощность двигателя. Но у него есть недостаток, причем существенный – на малых оборотах двигателя он из-за небольшого количества выхлопных газов не способен эффективно нагнетать воздух, он эффективен только на высоких оборотах. К тому же в турбонаддуве присутствует такой эффект как «турбояма».

Суть этого эффекта сводится к тому, что турбонаддув не обеспечивает мгновенную реакцию на действия водителя. При резком изменении режима работы двигателя, к примеру, при разгоне, на первом этапе энергии выхлопных газов недостаточно, чтобы наддув закачал требуемое количество воздуха, нужно время, чтобы в цилиндрах прошли процессы и повысилось количество отработанных газов. В результате при резком нажатии на педаль, машина «тупит» и не разгоняется, но как только наддув наберет обороты, авто начинает активно ускоряться – «выстреливает».

Есть и еще один не очень приятный эффект – «турболаг». У него суть примерно та же, что и у «турбоямы», но природа у него несколько другая. Сводится она к тому, что наддув обладает запоздалой реакцией на действия водителя. Обусловлена она тем, что нагнетателю требуется время захватить, закачать воздух и подать его в цилиндры.

Иные проблемы

Помимо способа нагнетания и типа привода существует еще немало вопросов, которые успешно решились или решаются конструкторами.

К ним относится:

- нагрев воздуха при сжатии;
- «турбояма»;
- эффективная работа нагнетателя на всех режимах.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Во время нагнетания воздух сильно нагревается, что приводит к снижению его плотности, а это в свою очередь сказывается на детонационном пороге топливовоздушной смеси. Устранить эту проблему удалось путем установки интеркулера – радиатора охлаждения воздуха. Причем осуществлять охлаждение этот узел может разными способами – потоком встречного воздуха или за счет жидкостной системы охлаждения.

Варианты исполнения систем наддува

Но установка интеркулера породила другую проблему – увеличение «турболага». Из-за радиатора общая длина воздухопровода от нагнетателя к впускному коллектору существенно увеличилась, а это повлияло на время нагнетания.

Проблема с «турбоямой» автопроизводителями решается по-разному. Одни снижают массу составных элементов, другие используют технологию изменяемой геометрии турбопривода. При первом варианте решения проблемы, снижение массы крыльчаток приводит к тому, что для раскручивания наддува требуется меньше энергии. Это позволяет нагнетателю раньше вступить в работу и обеспечить давление воздуха даже при незначительных оборотах двигателя.

Что касается геометрии, то за счет использования специальных крыльчаток с приводом от актуатора, установленных в корпусе турбинного колеса удастся осуществлять перенаправление потока отработанных газов в зависимости от режима работы мотора.

Повышение эффективности работы нагнетателя на всех режимах работы некоторые производители решают путем установки двух, а то и трех нагнетателей. И здесь уже каждая автокомпания поступает по-разному. Одни устанавливают два турбонаддува, но разных размеров. «Малый» нагнетатель отработывает на небольших оборотах мотора, снижая эффект «турбоямы», а при увеличении оборотов в работу включается «большой» наддув. Другие же автопроизводители применяют комбинированную схему, в которой за малые

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

обороты «отвечает» нагнетатель с механическим приводом, что вовсе устраняет «турбояму», а на высоких оборотах задействуется уже турбонаддув.

Напоследок отметим, что выше указаны только одни из основных проблем, связанных с принудительной подачей воздуха в цилиндры, в действительности их больше. К ним можно отнести передув и помпаж.

Увеличение мощности нагнетателем, по сути, ограничено только одним фактором — прочностью составных элементов силовой установки. То есть, мощностные характеристики можно увеличивать только до определенного уровня, превышение которого приведет к разрушению узлов мотора. Это превышение и называется передувом. Чтобы он не произошел, система принудительного нагнетания воздуха оснащается клапанами и каналами, которые предотвращают раскручивание крыльчатки выше установленных оборотов, получается, что производительность наддува имеет граничную отметку. Дополнительно при достижении определенных условий ЭБУ системы питания корректирует количество подаваемого в цилиндры топлива.

Помпаж можно охарактеризовать как «обратное движение воздуха». Возникает эффект при резком переходе с высоких оборотов на низкие. В итоге, нагнетатель уже накачал воздух в большом количестве, но из-за снижения оборотов он становится невостребованным, поэтому он начинает возвращаться к наддуву, что может стать причиной его поломки.

Клапан blow-off

Проблема помпажа решена использованием обходных каналов (байпас), по которым сжатый не расходуемый воздух перекачивается на входной канал перед нагнетателем, тем самым он смягчает, но не устраняет, нагрузки при помпаже. Второй системой которая полностью решает проблему помпажа, является установка перепускного клапана или blow-off, который при необходимости сбрасывает воздух в атмосферу.

Установка нагнетателей воздуха на силовые установки пока является самым оптимальным способом повышения мощности.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

Двигатель автомобиля – наиболее важный агрегат, который обеспечивает вращение колес, используя сложнейшую систему бортовых механизмов, вроде КПП, редуктора, карданного вала, шрусов, дифференциала и т. д.

Конструкция автомобиля

Сегодня самыми распространенными являются силовые установки, работающие на бензине и дизтопливе. Их различие заключается не только в виде горючего, но и в принципе воспламенения воздушно-топливной смеси.

В первом случае она загорается от искры, которую производят специальные свечи, а во втором – самовоспламеняется под воздействием высокого давления. Независимо от типа силового агрегата, основными его характеристиками являются:

- номинальная мощность;
- максимальный крутящий момент.

Эти параметры и стараются улучшить автолюбители, прибегая к тюнингу двигателя машины. Достичь желаемого результата можно несколькими способами, о которых далее и пойдет речь.

Характеристики двигателя: объем, мощность, крутящий момент, расход топлива

Увеличение вращающего момента

Сразу же уточним тот факт, что от частоты вращения коленвала крутящий момент силовой установки практически не зависит. Этот параметр определяет давление в цилиндре, а также объем ДВС.

Это значит, что для повышения значений крутящего момента нужно увеличить объем мотора или же повысить давление в цилиндре, увеличив степень сжатия. Однако возможности здесь весьма ограничены, что легко объяснить детонацией топливной смеси.

Решение можно найти, подойдя к проблеме с иной стороны. Так, чем больше топлива поступит в силовой агрегат машины, тем больше будет произведено тепла в результате его сгорания, что повысит давление в цилиндре. Но подобное утверждение актуально лишь для «атмосферников».

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Замер компрессии в двигателе

В наддувных «движках» повысить показатели позволяет изменение параметров блока управления, которое направленно на увеличение наддува. Такой подход дает возможность снять с коленвала заметно больший момент.

Существует и третий вариант, который получил самое широкое распространение, несмотря на то, что он не гарантирует итоговый результат. Суть этого метода заключается в улучшении газодинамики, которая обеспечивает оптимизацию наполнения цилиндров. Для этих целей необходимо выполнить апгрейд камеры сгорания, а также каналов топливной системы.

Если полистать учебники по физике, то можно вспомнить, что мощность является произведение крутящего момента на скорость вращения силового агрегата. Это значит, что смещение заданного момента в область повышенных оборотов обеспечит увеличение мощности двигателя.

Имея стандартный силовой агрегат, добиться хорошего наполнения в зоне высоких оборотов не составит труда, достаточно использовать широкофазный распределительный вал. В таком случае не много шансов получить увеличенный вращающий момент.

Он будет тождественен значениям серийного мотора, с той лишь разницей, что эти показатели будут наблюдаться в зоне высоких оборотов. Однако его произведение на обороты, где он наблюдается, окажется значительно больше, что укажет на прибавку к мощности.

В итоге мы получаем силовой агрегат со спортивным характером, где прирост мощности можно будет использовать лишь после подгонки передаточных чисел в трансмиссии автомобиля. Именно такое решение применяется на спортивных гоночных машинах.

Другим решением проблемы повышения мощностных характеристик является снижение механических потерь, которое достигается за счет таких операций, как:

- снижение массы шатунов и поршней;

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- уменьшения габаритов поршневой юбки и колец;
- изменение точки фиксации шатуна и т. д.

Все эти мероприятия позволяют уменьшить потери, которые направлены на преодоление сил трения в цилиндропоршневой группе.

Закись азота

N_2O - формула, известная всем автолюбителям-экстремалам. Закись азота может быть использована в качестве эффективной альтернативы электронному и/или механическому тюнингу силовой установки, но лишь в тех случаях, когда прирост характеристик нужен на короткое время.

Закись азота в машине

Нитрос (так называют закись азота) является оптимальным решением для водителей, которые хотят получить ощутимый прирост мощности, но не желают тратить на это большие деньги.

НОС (нитрооксидная система) активируется лишь при необходимости, в то время как большую часть времени силовая установка функционирует в штатном режиме, не испытывая повышенных нагрузок и не расходуя больше горючего.

Плотность N_2O выше параметром воздуха почти на 50 процентов. В этом составе примерно 36% кислорода, тогда как в атмосферном воздухе его порядка 21%. Поэтому при разложении нитроса кислорода выделяется в 1,7 раза больше, что и обеспечивает увеличение мощности.

Для мгновенного ускорения автомобиля требуется доставить порцию нитроса в цилиндры. Для этого не требуется установка компрессора или же турбины. Сжиженный газ подается из отдельного резервуара непосредственно во впускной коллектор.

Под воздействием высоких температур молекулы N_2O распадаются в моторе на кислород и азот, что и обеспечивает топливу более эффективное сгорание, приводящее к повышению давления в цилиндре, а следовательно, и повышению мощностных характеристик. И если кислород работает как

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

катализатор, то азот выступает в роли антидетонатора, предотвращает лавинообразный процесс горения.

Необходимо упомянуть и то, что закисью азота можно повысить плотность топливно-воздушной смеси. Для этого нитрос подается в смесь в виде сжиженного газа, что обеспечивает её мгновенное охлаждение. А более плотная и холодная смесь лучше горит и повышает мощность силового агрегата.

На бумаге все это выглядит весьма впечатляюще, но практика показывает, что подобный апгрейд автомобиля может стать причиной довольно серьезных неприятностей, в виде оплавившихся поршней и сгоревших моторов. Относительно безопасным специалисты называют использование маломощных НОС.

Закись азота в автомобиле

Комплект подходящего оборудования должен подбираться под каждый конкретный тип мотора. Если все сделать грамотно, то штатные силовые установки машин смогут продемонстрировать заметный прирост в мощности. Так, для:

- 4-цилиндровых ДВС он может достигать 60 л. с.
- 6-цилиндровых – до 100 л. с.
- малый блок V8 – до 140 л. с.
- большой блок V8 – до 200 л. с.

Эти параметры указаны для автомобилей, двигатели которых не подвергались механическому тюнингу. Если такой прирост мощности вас не способен удовлетворить, тогда единственным выходом является серьезный тюнинг силового агрегата, для чего потребуются не только время и деньги, но и привлечение опытных специалистов.

В этом случае вам потребуются, как минимум, кованные поршни и усиленный коленвал, после установки которых придется выполнить перенастройку системы зажигания. Кроме прочего, такой оттюнингованный «движок» потребует лишь высококачественного топлива, для подачи которого

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

часто необходимо использовать более холодные свечи зажигания и более мощный топливный насос.

3.2 Обзор существующих конструкций

Поршневой двигатель внутреннего сгорания. WO2009096763A1.

Изобретение относится к преобразующим механизмам двигателей внутреннего сгорания. Поршневой двигатель внутреннего сгорания содержит корпус с системой опорных подшипников, на которых распределены один или несколько замкнутых гибких контуров. Каждый контур содержит один или несколько соединенных последовательно или параллельно рабочих поршней, помещенных в укороченные цилиндры и жестко соединенных со штоками, верхние концы которых проходят через камеру сгорания. Два промежуточных ползуна с элементами качения при помощи шатунов соединены с нижним шатунным пальцем (нерасчлененным) или со средней частью нижнего шатунного пальца (расчлененного). Нижние и верхние головки шатунов соединены гибким стержнем. Нижняя головка нижнего шатуна выполнена раздвоенной. Двигатель также содержит диск и кулисы, по которым перемещаются кулисные камни с элементами качения, шарнирно связанные с концами нижнего шатунного пальца (нерасчлененного) или с кулисными частями нижнего шатунного пальца (расчлененного). Наружные обоймы коренных подшипников неподвижно закреплены в корпусе двигателя. Система масштабирующих блоков состоит из нижнего и верхнего блоков, соединенных между собой гибким стержнем.

Сущность изобретения: механизм преобразования движения двигателя содержит замкнутый контур в который включены промежуточные ползуны с элементами качения верхние (1) и- нижние (2), которые посредством гибких стержней (3), системы опорных подшипников (4) и системы масштабирующих блоков (5) связаны с группами рабочих поршней (6), поршни связываются с гибкими стержнями через жестко соединенные с ними штоки, один из концов которых проходит через камеру сгорания; шатуны верхние (8) и нижние (9),

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

верхние (связанные с ползунами) (10) и нижние (связанные с валом) (11) головки которых соединяются между собой гибкими стержнями (12), причем нижние головки нижних шатунов выполняются раздвоенными, а нижние головки верхних шатунов устанавливаются между раздвоенными частями нижней головки нижних шатунов; нижние шатунные пальцы первого вида (нерасчлененные) (13) и второго вида (расчлененные) (14) подвижно (свободно проворачиваются вокруг своей оси) установлены в диски первого вида (15) и второго вида (16) неподвижно закрепленные во внутренних обоймах ограничивающих подшипников (17) двух видов, которые различаются направлением смещения своих осей относительно оси коренных подшипников (0), наружные обоймы ограничивающих подшипников неподвижно закреплены в корпусе двигателя (18), (22) и второго вида (23), которые неподвижно закреплены во внутренних обоймах коренных подшипников (26), наружные обоймы которых неподвижно закреплены в корпусе двигателя (18) рис. 3.1 и 3.2.

Сущность изобретения состоит в том, что связь между прямолинейным возвратно-поступательным движением ползуна и вращательным движением вала осуществляется при помощи тяги, а не толчка, имеющего место в двигателях с известным кривошипно-шатунным механизмом. Изменение характера приложенного усилия основано на применении свойств гибких стержней. Применение гибких стержней позволяет изменить не только характер приложенного усилия, но и выгодно преобразовать соотношение двух основных параметров (диаметр кривошипа D и длина хода ползуна H) поршневых двигателей. Для поршневых двигателей с известным кривошипно-шатунным механизмом это соотношение $D/H=1$, тогда как для предлагаемого двигателя это соотношение имеет место только для промежуточных ползунов, имеющих длину хода равную H , а для длины хода рабочего поршня, равной h это соотношение $D/H>1$ в случае двигателя и $D/H<1$ для насоса. Данные изменения основаны на включении в контур связи рабочих поршней и вала системы подвижных блоков с длиной хода $H-h/2$.

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

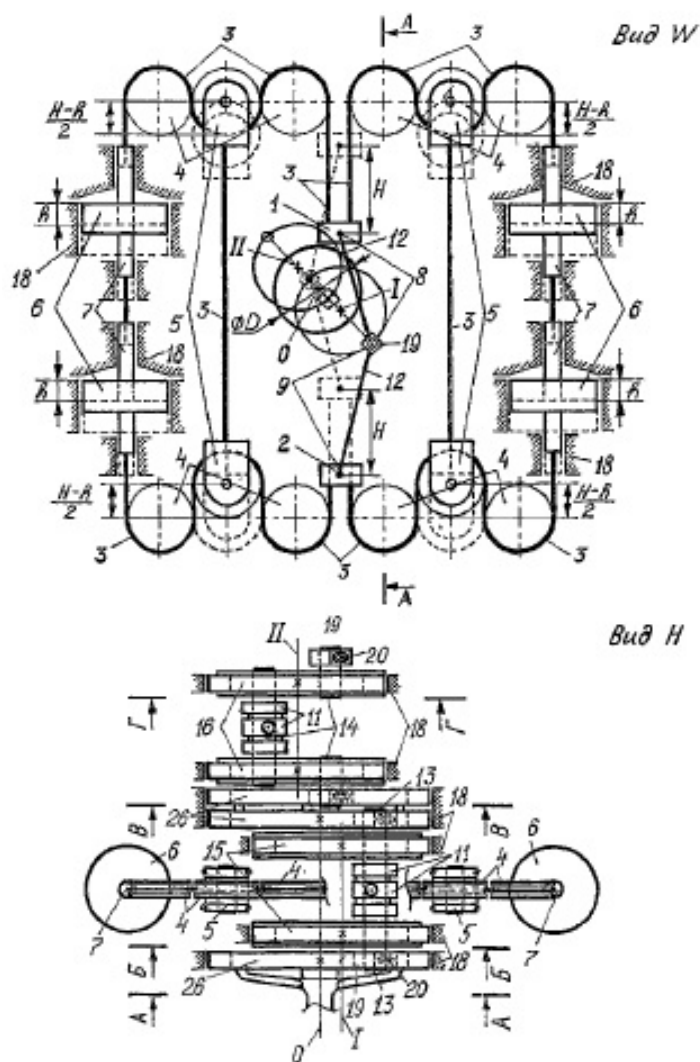


Рисунок 3.1- Поршневой двигатель внутреннего сгорания. WO2009096763A1.

Изменение длины хода поршня при сохранении величины диаметра кривошипа позволяет выгодно изменить параметры рабочего объема цилиндра $V=S \cdot H$, где S - площадь поршня, а H - длина хода поршня. При условии, что рабочий объем цилиндра $V=S \cdot H = \text{const}$, замена величины H на величину $h=H/k$ ведет к увеличению площади поршня S в k -раз, где $k=H/h$, т. е. $V=S \cdot H = k \cdot S \cdot H/k = k \cdot S \cdot h = \text{const}$.

Реально существующие газы подчиняются уравнению состояния идеального газа $P \cdot V/T = \text{const}$. лишь тогда, когда они достаточно нагреты и разрежены, т. е. в условиях, которые приближенно соблюдаются в процессах, происходящих в цилиндре двигателя внутреннего сгорания, из чего следует, что при одной и той же температуре T сгорания топлива, изменение

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

11

пропорций рабочего объема цилиндра $V=S \cdot H = k \cdot S \cdot H / k = k \cdot S \cdot h = \text{const.}$ сохраняет величину давления газов P на единицу площади поршня S неизменной. При постоянном давлении на единицу площади, увеличение количества единиц площади в k -раз влечет за собой увеличение силы, действующей на данную площадь в k -раз.

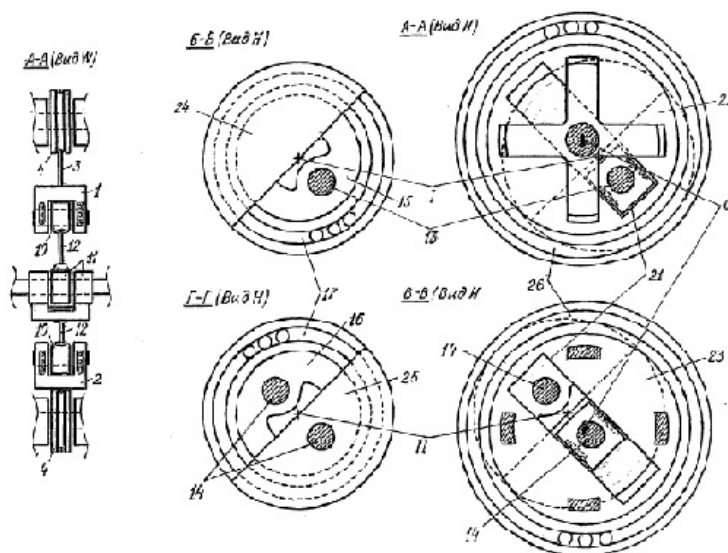


Рисунок 3.2 - Поршневой двигатель внутреннего сгорания.

WO2009096763A1

С коэффициентом k связано еще одно направление прироста мощности двигателя, которое основано на том, что при равной линейной скорости движения поршня относительно стенок цилиндра, в предлагаемом двигателе поршень за счет в k -раз меньшего проходимого пути совершит за единицу времени в k -раз большее число полных циклов.

Увеличение действующей на поршень силы в k -раз, связанное с увеличением площади поршня и увеличение в k -раз числа полных циклов, связанное с уменьшением проходимого поршнем пути, приводит к k^2 -кратному росту мощности предлагаемого двигателя в сравнении с известными двигателями при равных рабочих объемах цилиндров.

Коэффициент k теоретически может принимать сколь угодно большие или малые значения, но практическое значение имеют первые 3-4 целочисленных значения $k=(2n+1)$, где $n \in N$ для двигателя и $1/k$ для насоса.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Уменьшение длины хода рабочего поршня позволяет включить в контур связи несколько рабочих поршней (тандем) последовательно

В предлагаемом двигателе наиболее нагруженной частью являются промежуточные ползуны, скорости которых в k -раз выше скорости движения рабочего поршня, но с другой стороны появляется возможность применения высших кинематических пар и отсутствует высокая термическая нагрузка, что открывает более широкие возможности в выборе конструкции и конструктивных материалов.

Механизм преобразования содержит также и нижние шатунные пальцы второго вида (расчлененные) связанные через диски второго вида с внутренними обоймами соосных ограничивающих подшипников второго вида, отличающихся от ограничивающихся подшипников первого вида диаметрально противоположным смещением относительно оси коренных подшипников. Нижние шатунные пальцы расчленены на три части: среднюю, которая соединяется нижними шатунными головками и через диски второго вида с внутренними обоймами ограничивающих подшипников второго вида и две крайние или кулисные части, которые одним своим концом соединяются с кулисным камнем, а другим с одним из дисков второго вида. Крайние или кулисные части расчлененного шатунного пальца сосны и их ось проходит через диаметрально противоположную точку на диске второго вида относительно точки, через которую проходит ось средней части шатунного пальца второго вида.

Наличие нижних шатунных пальцев двух видов, соответствующие им конструктивные особенности дисков, а также наличие двух видов ограничивающих подшипников связано с необходимостью согласования работы вступающего поршня, чей такт сжатия, происходящий на укороченном плече, налагается на такт рабочего хода последующего поршня, происходящего на удлиненном плече. Также согласование обеспечивает однонаправленное движение вала по часовой стрелке, если оси ограничивающих подшипников обоих типов смещены относительно оси

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

коренных подшипников по линии проходящей через первую и третью четверти плоскости вращения и против часовой стрелки, если эта линия проходит через вторую и четвертую четверть плоскости вращения .

С вступающим поршнем могут быть связаны ограничивающие подшипники обоих видов и соответственно этому, если с вступающим поршнем связаны ограничивающие подшипники одного вида, то все последующие нечетные поршни связываются с ограничивающими подшипниками того же вида, а все последующие четные поршни с ограничивающими подшипниками другого вида.

Для уравнивания центробежных сил, возникающих при движении шатунов, нижнего шатунного пальца первого вида, кулисных камней и утолщений в точках связи нижнего шатунного пальца первого вида с диском первого вида, последний снабжается соответствующими противовесами (24) рис. 3.2.

Противовесы дисков второго вида (25) рис. 3.2 обеспечивают уравнивание центробежных сил, возникающих при движении шатунов, средней части нижнего шатунного пальца второго вида и утолщений в точках связи средней части нижнего шатунного пальца второго вида с дисками второго вида, учитывая то, что кулисные камни и крайние или кулисные части нижнего шатунного пальца второго вида входят в состав противовеса.

Неподвижно закрепленные во внутренних обоймах коренных подшипников диски первого вида (22) рис. 3.2 (крайние) жестко соединены с расчлененными частями вала, передней и задней, которая соединяется с ведущим валом коробки передач. неподвижно закрепленные во внутренних обоймах коренных подшипников диски второго вида (23) рис. 3.2 (средние) жестко соединены между собой, тем самым объединяя в единую конструкцию расчлененные части видоизмененного вала, отличающегося от традиционного коленчатого вала иным распределением нагрузки, приходящейся на коренные шейки коленчатого вала. Двигатель работает следующим образом. При движении рабочего поршня вниз (рабочий ход), верхний, проходящий через

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

камеру сгорания, конец жестко соединенного с ним штока тянет за собой соединенный с ним участок гибкого стержня, приводя в движение верхний промежуточный ползун, который двигаясь вверх, через верхний шатун приводит в движение нижний шатунный палец и соединенный с ним нижний шатун с нижним ползуном, который в свою очередь тянет за собой участок гибкого стержня, соединенный с нижним концом штока рабочего поршня. При этом верхний блок системы масштабирующих блоков, двигаясь вниз выбирает гибкий стержень на величину разности между длиной хода верхнего промежуточного ползуна и длиной хода рабочего поршня, а нижний блок, связанный с верхним блоком гибким стержнем, также двигаясь вниз, компенсирует разность между длиной хода нижнего промежуточного ползуна и длиной хода рабочего поршня.

При движении рабочего поршня, нижний шатунный палец под действием ограничивающих подшипников, ось которых смещена относительно оси коренных подшипников, смещает кулисные камни в прорезях кулис либо удаляя их от оси коренных подшипников, тем самым увеличивая плечо и крутящий момент, либо приближая к оси коренных подшипников, тем самым уменьшая плечо и крутящий момент, необходимый для выполнения работы сжатия.

В части возможностей прироста мощности и КПД, связанных с идеей изменяемой длины кривошипа, предлагаемый двигатель имеет довольно близкий аналог (патент RU Jfe 2018009 и США JNз 1595917 кл. F 02b75/32), сущность которого состоит в том, что Если учесть, что при прохождении шатуна, удлиненного шатунного пальца и помещенных на нем кулисных камней через незакрепленный сектор ограничивающего подшипника, в котором сдерживающее воздействие кулис на кулисные камни минимально, так как направление кулис в данном секторе близко или совпадает с направлением вектора силы инерции шатуна, удлиненного шатунного пальца и кулисных камней, то очевидно, что прочности двух обойм ограничивающего

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

подшипника недостаточно для компенсации центробежной силы, достигающей значений в несколько тысяч кГс.

Данный расчетный показатель 2,56 может служить исходным для приблизительной оценки прироста КПД и мощности, привносимого в предлагаемый двигатель, идеей изменяемой длины кривошипа. Учитывая разницу в характере приложенного усилия, проекция которого на тангенциальное направление в исходной точке при тяге меньше, чем при толчке, а также произвольность выбора величины смещения осей вращения (оно не оптимально), можно с большей долей уверенности принять величину прироста мощности и КПД для предлагаемого двигателя равной ~ 2 . Это значительно само по себе и дает эффект больший, чем идея переменной степени сжатия, реализуемая в двигателе WE - Wide Expansion, "увеличенная степень расширения", так как в предлагаемом двигателе эксцентричное смещение основано на величине, равной диаметру, а не на вдвое меньшей величине, равной радиусу, как в двигателе WE, но приобретает еще большее значение при сочетании с коэффициентом k^2 , так как входит в выражение $2k^2$ в виде сомножителя.

Поршень для автоматического регулирования степени сжатия двигателя внутреннего сгорания. SU 1 068 604 A1.

Автор: Тырловой Сергей Иванович, Тырловой Сергей Иванович, Красносельский Анатолий Михайлович, Дыбальченко Александр Георгиевич, Боженко Евмен Илларионович

Изобретение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению, и может быть использовано в двигателях внутреннего сгорания для автоматического регулирования степени сжатия. Известен поршень для автоматического регулирования степени сжатия двигателя внутреннего сгорания, содержащий оболочку с ограничительным элементом и корпус, между которыми выполнены камеры переменного объема связанные между собой и с картером при помощи системы перепуска масла, с

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

перепускным каналом между камерами, выпускным каналом нижней камеры связанным с картером, и дросселем с иглой переменного сечения. Однако данный поршень сложен в конструктивном выполнении из-за наличия в системе перепуска масла регулировочных элементов в виде клапанов, которые вследствие своей сложности ненадежны в работе, что в конечном итоге сказывается на работоспособности поршня. Целью изобретения является упрощение конструкции и повышение надежности. Поставленная цель достигается тем что в поршне для автоматического регулирования степени сжатия двигателя внутреннего сгорания, содержащем оболочку с ограничительным элементом и корпус, между которыми выполнены верхняя и нижняя камеры переменного объема, связанные между собой и с картером при помощи системы перепуска масла с перепускным каналом между камерами, выпускным каналом нижней камеры, связанным с картером, и дросселем с иглой переменного сечения, последний установлен в перепускном канале со стороны верхней камеры, а выпускной канал нижней камеры снабжен жиклером, причем верхняя камера связана с картером через нижнюю камеру, и проходное сечение дросселя в 1,5-5 раз больше проходного сечения жиклера. Кроме того, верхние торцы корпус и ограничительного элемента снабжены радиальными и кольцевыми каналами. Между корпусом и оболочкой размещены распорные элементы, выполнены в виде пружин. На рис. 3.3 показан поршень. Поршень содержит оболочку 1 с ограничительным элементом 2 и корпус между которыми выполнены верхняя 4 нижняя 5 камеры переменного объема. Верхняя камера переменного объема сообщена с картером через нижнюю камеру. В перепускном канале 6 в зоне верхней камеры установлен дроссель 7 с иглой 8 переменного сечения, а выпускной канал 9 нижней камеры снабжен жиклером 10. Верхние торцы корпуса 3 и ограничительного элемента 2 выполнены с радиальными и кольцевыми канавками 11 и 12 соответственно. Камеры переменного объема связаны с системой смазки подводящим каналом 13 в шатуне через ползун 14 и дополнительный клапан 15. Между корпусом 3 и ограничительным элементом

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 установлены пружины 16 на направляющих штоках 17. Поршень работает следующим образом. В конце выпуска в начале впуска, когда давление газов на оболочку 1 поршня мало, наполняющий клапан 15 открывается, и масло из системы смазки двигателя под давлением поступает через ползун 14 в верхнюю камеру 4. Сечение дросселя 7 и жиклера 10 и профиль иглы 8 подобраны таким образом, что на установившемся режиме количество слитого через них масла во время рабочего хода поршня равно количеству поступившего масла в камеру 4 во время газообмена. Этим обеспечивается поддержание заданной степени сжатия для данного нагрузочного режима. При изменении нагрузки нарушается баланс поступившего и сброшенного из камеры 4 масла, что приводит через несколько циклов к установлению нового значения степени сжатия. Момент и продолжительность открытия наполняющего клапана 15 определяется величиной и направлением сил, действующих на него. С повышением (понижением) давления газов в цилиндре во время газообмена при увеличении (уменьшении) нагрузки на дизель продолжительность открытия наполняющего клапана в период насосных ходов уменьшается (увеличивается), а также уменьшается (увеличивается) перепад давлений масла в масляном канале ползуна и верхней камеры 4 при ее наполнении, что приводит к резкому снижению (увеличению) степени сжатия. Для обеспечения плавного снижения (увеличения) степени сжатия служит дроссель 7. Слив масла, из верхней камеры 4 через регулируемый дроссель 7 в нижнюю камеру 5, а из нижней камеры через нерегулируемый жиклер 10 в картер позволяет увеличить плавность регулирования степени сжатия. Это обусловлено тем, что степень сжатия значительно меньше зависит от изменения поперечного сечения дросселя 7 чем от изменения поперечного сечения жиклера 10, поэтому возникает возможность изготовить дроссель 7 с большим в 25-30 раз поперечным сечением, что снижает требования к точности изготовления сопрягаемых деталей и повышает качество регулирования степени сжатия. Проходное сечение дросселя 7 верхней камеры при изменении положения

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

оболочки с помощью иглы 8 изменяется так, что его величина в 1,5-5 раз больше проходного сечения жиклера 10 нижней камеры.

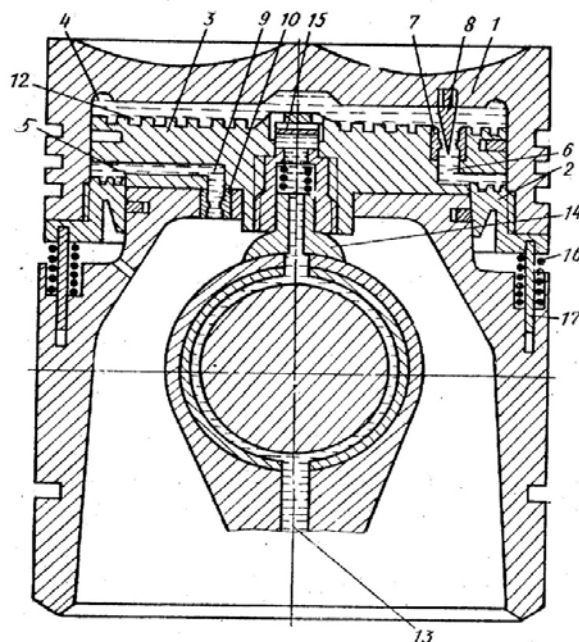


Рисунок 3.3 - Поршень для автоматического регулирования степени сжатия двигателя внутреннего сгорания. SU 1 068 604 A1.

Наличие кольцевых и радиальных каналов на верхнем торце корпуса 3 и винтовых пружин 16 позволяет предлагаемому поршню обеспечивать плавное изменение степени сжатия при ее увеличении от минимальной величины в результате снижения внешней, нагрузки на двигатель. Данный эффект достигается тем, что наличие масла под давлением в кольцевых каналах и наличие сжатых пружин устраняет вредное влияние присасывания оболочки к корпусу на увеличение степени сжатия при уменьшении нагрузки двигателя после полного осаживания оболочки 1.

Наличие кольцевых и радиальных каналов на верхнем торце ограничительного элемента 2 и профиля конца иглы 8 позволяет предлагаемому поршню обеспечивать плавное изменение степени сжатия при ее уменьшении от максимальной величины в результате увеличения внешней нагрузки на двигатель.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

19

Поршень, автоматически регулирующий степень сжатия двигателя внутреннего сгорания. SU 1 132 039.

Авторы: ЛЕВИТСКИЙ АЛЕКСАНДР ВЛАДИМИРОВИЧ

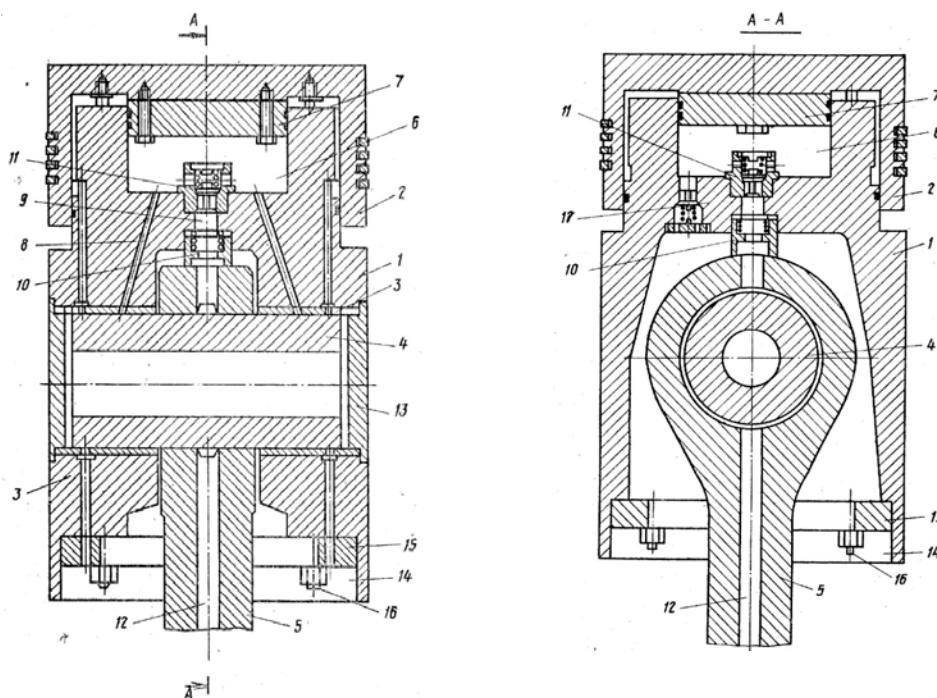


Рисунок 3.4 - Поршень, автоматически регулирующий степень сжатия двигателя внутреннего сгорания. SU 1 132 039.

Шатун переменной длины. SU 647468 A1.

Авторы: КОСЫРЕВ СЕРГЕЙ ПЕТРОВИЧ

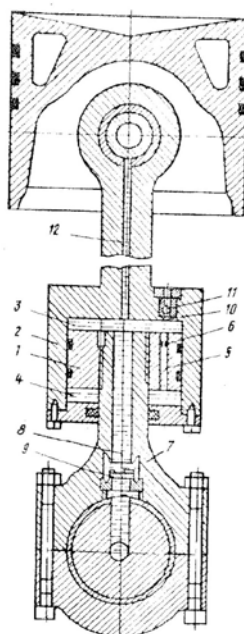


Рисунок 3.5 - Шатун переменной длины. SU 647468 A1.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

20

Шатун переменной длины и двигатель внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия. RU 2669118.

Авторы патента: КИДООКА Акио (JP), ЕДЗАКИ Суити (JP), КАМО Йосиро (JP)

Изобретение относится к шатуну переменной длины, эффективную длину которого можно изменять, и двигателю внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия. Предложенный шатун переменной длины включает в себя тело шатуна, эксцентриковый элемент, первый поршневой механизм, второй поршневой механизм и механизм переключения направления протекания. Эксцентриковый элемент, первый поршневой механизм, второй поршневой механизм и механизм переключения направления протекания предусмотрены в теле шатуна. Конфигурации первого поршневого механизма и второго поршневого механизма обеспечивают поворот эксцентрикового элемента. Тело шатуна имеет масляный канал управления, который сообщается с первым отверстием и механизмом переключения направления протекания. Механизм переключения направления протекания переключается между первым состоянием и вторым состоянием посредством переключающих пальцев. Переключающие пальцы расположены таким образом, что направления, в которых переключающие пальцы приводятся в действие, наклонены относительно плоскости, перпендикулярной оси первого отверстия.

Изобретение относится к шатуну переменной длины, эффективную длину которого можно изменять, и двигателю внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия, включающему в себя шатун переменной длины.

Примеры механизма, обеспечивающего переменную степень сжатия, включают в себя те, которые изменяют эффективную длину шатуна, используемого в двигателе внутреннего сгорания (см., например, публикацию № 6-129272 заявки на патент Японии, международную публикацию № WO2014/019683, публикацию № 2011-196549 заявки на патент Японии и

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

публикацию № 3-242433 заявки на патент Японии). «Эффективная длина» шатуна означает расстояние между центром первого отверстия, в котором заключена шатунная шейка, и центром второго отверстия, в котором заключен поршневой палец в шатуне.

Шатун, в котором в малой головке тела шатуна предусмотрен эксцентриковый элемент (эксцентриковое плечо или эксцентриковая втулка), который может поворачиваться относительно тела шатуна, известен как шатун переменной длины, эффективную длину которого можно изменять (см., например, JP 6-129272 А, международную публикацию № WO2014/019683 и JP 2011-196549 А). Эксцентриковый элемент имеет второе отверстие, в котором заключен поршневой палец. Второе отверстие выполнено с эксцентриситетом от оси поворота эксцентрикового элемента. В шатуне переменной длины, когда положение эксцентрикового элемента в процессе поворота изменяется, эффективная длина шатуна может изменяться соответственно.

В шатуне переменной длины, описанном в JP 6-129272 А, положение эксцентрикового элемента в процессе поворота изменяется за счет приведения в действие - гидравлическим способом - переключающего пальца (переключателя) струйного переключающего механизма. Однако, направление, в котором приводится в действие переключающий палец, - это направление на плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Таким образом, когда шатун движется вертикально и горизонтально в связи с вращением коленчатого вала, сила инерции соответственно прикладывается к переключающему пальцу в направлении действия переключающего пальца. Следовательно, в ситуации, когда скорость вращения двигателя становится высокой, и т.п., оказывается возможным непреднамеренное движение переключающего пальца.

С другой стороны, в международной публикации № WO2014/019683 описан шатун переменной длины, предусматривающий использование переключающего пальца, который приводится в действие в направлении,

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

параллельном оси коленчатого вала. Поскольку направление действия переключающего пальца, описанного в международной публикации № WO2014/019683, перпендикулярно направлению движения шатуна, то маловероятно, чтобы переключающий палец подвергся влиянию инерции даже тогда, когда шатун движется.

Вместе с тем, переключающий палец, описанный в международной публикации № WO2014/019683, имеет полную длину, которая больше, чем толщина тела шатуна (длина тела шатуна в осевом направлении коленчатого вала), и выступает из принимающего отверстия для переключающего пальца, которое выполнено в теле шатуна. Кроме того, положение переключающего пальца в процессе работы переключают, подталкивая переключающий палец посредством кулачкового диска, который предусмотрен снаружи шатуна. Следовательно, в случае шатуна переменной длины, описанного в международной публикации № WO2014/019683, необходимо предусмотреть кулачковый диск вокруг шатуна, чтобы переключать положение переключающего пальца в процессе работы. Таким образом, для переключения положения переключающего пальца в процессе работы, в дополнение к шатуну требуется сложный механизм.

В изобретении предложен шатун переменной длины, который не требует сложного механизма помимо шатуна, чтобы переключать переключающий палец, который переключает положение эксцентрикового элемента в процессе поворота, предотвращая приложение силы инерции к переключающему пальцу, связанное с движением шатуна.

В возможном аспекте изобретения предложен шатун переменной длины, который включает в себя тело шатуна, эксцентриковый элемент, первый поршневой механизм, второй поршневой механизм и механизм переключения направления протекания.

Тело шатуна включает в себя большую головку и малую головку, причем большая головка имеет первое отверстие, в котором заключена шатунная шейка, а малая головка расположена на стороне, противоположной большой

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

головке в осевом направлении тела шатуна. Эксцентриковый элемент установлен на тело шатуна с возможностью поворота в окружном направлении малой головки. Конфигурация эксцентрикового элемента обеспечивает изменение эффективной длины шатуна переменной длины, когда эксцентриковый элемент поворачивается. Первый поршневой механизм включает в себя первый цилиндр и первый поршень. Первый цилиндр предусмотрен в теле шатуна. Конфигурация первого поршня обеспечивает скольжение в первом цилиндре. Конфигурация первого поршневого механизма обеспечивает поворот эксцентрикового элемента в первом направлении таким образом, что эффективная длина шатуна переменной длины увеличивается, когда в первый цилиндр подается масло для гидравлических систем. Второй поршневой механизм включает в себя второй цилиндр и второй поршень. Второй цилиндр предусмотрен в теле шатуна. Конфигурация второго поршня обеспечивает скольжение во втором цилиндре. Конфигурация второго поршневого механизма обеспечивает поворот эксцентрикового элемента во втором направлении, противоположном первому направлению, таким образом, что эффективная длина шатуна переменной длины уменьшается, когда во второй цилиндр подается масло для гидравлических систем. Механизм переключения направления протекания предусмотрен в пределах тела шатуна. Конфигурация механизма переключения направления протекания обеспечивает его переключение между первым состоянием и вторым состоянием. Первое состояние - это состояние, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра во второй цилиндр запрещено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра в первый цилиндр разрешено. Второе состояние - это состояние, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра во второй цилиндр разрешено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра в первый цилиндр запрещено. Тело шатуна имеет масляный канал управления, который сообщается с первым отверстием и механизмом переключения направления протекания.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Механизм переключения направления протекания включает в себя множество переключающих пальцев, а конфигурация множества переключающих пальцев обеспечивает приведение их в действие посредством гидравлического давления масла, протекающего по масляному каналу управления. Конфигурация множества переключающих пальцев обеспечивает приведение их в действие таким образом, что механизм, переключающий направление протекания, переключается между первым состоянием и вторым состоянием. Множество переключающих пальцев распложены в теле шатуна таким образом, что направления, в которых множество переключающих пальцев приводятся в действие, наклонены относительно плоскости, перпендикулярной оси первого отверстия. Механизм, переключающий направление протекания, переключается между первым состоянием и вторым состоянием посредством гидравлического давления масла, протекающего по масляному каналу управления.

В шатуне переменной длины, множество переключающих пальцев можно расположить таким образом, что направления приведения в действие каждого из множества переключающих пальцев параллельны оси первого отверстия.

В шатуне переменной длины, механизм, переключающий направление протекания, может находиться между первым и вторым цилиндрами и первым отверстием в осевом направлении тела шатуна.

В шатуне переменной длины, механизм, переключающий направление протекания, может включать в себя первый переключающий палец и второй переключающий палец, а направление приведения в действие первого переключающего пальца и направление приведения в действие второго переключающего пальца, когда гидравлическое давление прикладывается посредством масляного канала управления, могут быть противоположными друг другу.

В шатуне переменной длины, конфигурация механизма, переключающего направление протекания, может обеспечивать его переключение во второе состояние таким образом, что эффективная длина шатуна переменной длины

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

уменьшается, когда гидравлическое давление не прикладывается посредством масляного канала управления, и конфигурация механизма, переключающего направление протекания, может обеспечивать его переключение в первое состояние таким образом, что эффективная длина шатуна переменной длины увеличивается, когда гидравлическое давление прикладывается посредством масляного канала управления.

В шатуне переменной длины, механизм, переключающий направление протекания, может включать в себя в себя первый переключающий палец, второй переключающий палец, и обратный клапан. Обратный клапан может разрешить протекание с первичной стороны на вторичную сторону и запрещает протекание со вторичной стороны на вторичную сторону. Второй цилиндр может быть соединен с первичной стороной обратного клапана. Первый цилиндр может быть соединен со вторичной стороной обратного клапана, когда механизм, переключающий направление протекания, находится в первом состоянии, посредством первого переключающего пальца и второго переключающего пальца. Первый цилиндр может быть соединен с первичной стороной обратного клапана, а второй цилиндр может быть соединен со вторичной стороной обратного клапана, когда механизм переключения направления протекания находится во втором состоянии, посредством первого переключающего пальца и второго переключающего пальца.

В шатуне переменной длины, первый переключающий палец и второй переключающий палец могут быть предусмотрены на сторонах, противоположных по отношению к центральной оси тела шатуна. Обратный клапан может быть предусмотрен на центральной оси тела шатуна.

В шатуне переменной длины, тело шатуна может иметь множество полостей, вмещающих пальцы, полость, вмещающую клапан, и множество масляных каналов сообщения. Первый переключающий палец и второй переключающий палец могут уместаться в соответствующем множестве полостей, вмещающих пальцы. Обратный клапан может уместаться в полость, вмещающей клапан. Множество масляных каналов сообщения могут

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

обеспечивать сообщение множества полостей, вмещающих пальцы, и полости, вмещающей клапан, а первое отверстие может находиться на соответствующих продолженных линиях множества масляных каналов сообщения.

В шатуне переменной длины, тело шатуна может иметь первую полость, вмещающую палец, вторую полость, вмещающую палец, масляный канал сообщения в первом поршне и масляный канал сообщения во втором поршне. Первый переключающий палец может уместиться в первой полости, вмещающей палец, а второй переключающий палец может уместиться во второй полости, вмещающей палец. Первый цилиндр может сообщаться только с масляным каналом сообщения в первом поршне, который сообщается с первой полостью, вмещающей палец, а второй цилиндр может сообщаться только с масляным каналом сообщения во втором поршне, который сообщается со второй полостью, вмещающей палец. Первое отверстие может быть расположено на соответствующих продолженных линиях масляного канала сообщения в первом поршне и масляного канала сообщения во втором поршне.

В шатуне переменной длины, обратный клапан может быть расположен ближе к первому отверстию, чем первый переключающий палец и второй переключающий палец. Тело шатуна может иметь масляный канал пополнения, причем масляный канал пополнения сообщается с первичной стороной обратного клапана.

В еще одном возможном аспекте изобретения предложен двигатель внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия, который включает в себя шатун переменной длины. Конфигурация двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия обеспечивает изменение степени механического сжатия. Степень механического сжатия двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия изменяют путем изменения эффективной длины шатуна переменной длины.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

В соответствии с вышеупомянутой конфигурацией, шатун переменной длины, который не требует сложного механизма помимо шатуна, чтобы переключать переключающий палец, который переключает положение эксцентрикового элемента в процессе поворота, предотвращая при этом приложение силы инерции к переключающему пальцу в связи с движением шатуна.

На рис.3.6 представлен схематический вид сбоку в сечении двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия, который соответствует данному варианту осуществления. Обращаясь к рис.3.6, отмечаем, что позиция 1 обозначает двигатель внутреннего сгорания. Шатун 6 переменной длины соединен с поршнем 5 посредством поршневого пальца 21 в малой головке шатуна 6 переменной длины и соединен с шатунной шейкой 22 коленчатого вала в большой головке шатуна 6 переменной длины. В шатуне 6 переменной длины, расстояние от оси поршневого пальца 21 до оси шатунной шейки 22, то есть - эффективную длину, можно изменять, как будет описано позже.

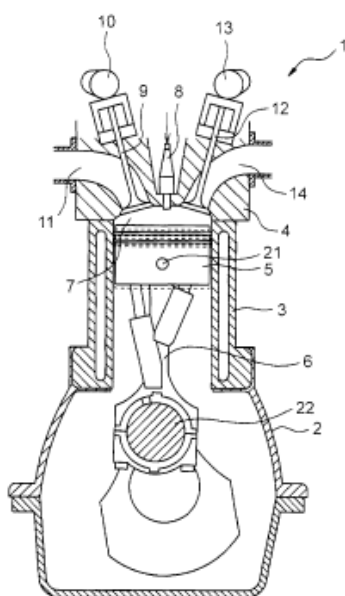


Рисунок 3.6 - Представлен схематический вид сбоку в сечении двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия

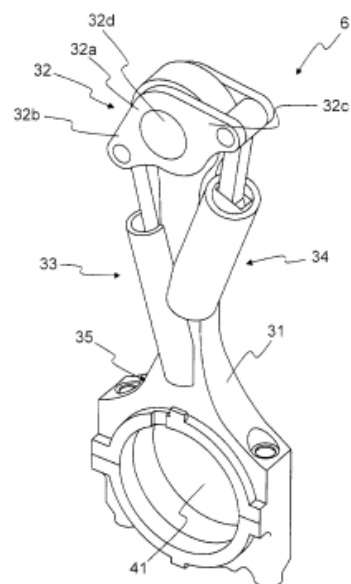


Рисунок 3.7 - Шатун переменной длины

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

28

Когда эффективная длина шатуна 6 переменной длины увеличивается, длина от шатунной шейки 22 до поршневого пальца 21 увеличивается. С другой стороны, даже когда эффективная длина шатуна 6 переменной длины изменяется, длина хода поршня 5, совершающего возвратно-поступательное движение в цилиндре, не изменяется. Следовательно, в это время степень механического сжатия двигателя 1 внутреннего сгорания увеличивается.

С другой стороны, когда эффективная длина шатуна 6 переменной длины уменьшается, длина от шатунной шейки 22 до поршневого пальца 21 уменьшается. Вместе с тем, длина хода поршня 5 постоянна, как описано выше. Следовательно, в это время степень механического сжатия двигателя 1 внутреннего сгорания уменьшается.

На рис.3.7 представлено перспективное изображение, схематически иллюстрирующее шатун 6 переменной длины, соответствующий данному варианту осуществления. На рис.3.8 представлен вид сбоку в сечении, схематически иллюстрирующий шатун 6 переменной длины, соответствующий данному варианту осуществления. Как показано на рис.3.7 и 3.8, шатун 6 переменной длины включает в себя тело 31 шатуна, эксцентриковый элемент 32, который установлен с возможностью поворота на тело 31 шатуна, первый поршневой механизм 33 и второй поршневой механизм 34, которые предусмотрены на теле 31 шатуна, и механизм 35 переключения направления протекания, который переключает протекание масла для гидравлических систем в поршневые механизмы 33, 34.

Сначала будет описано тело 31 шатуна. Тело 31 шатуна имеет отверстие 41, принимающее шейку, в котором заключена шатунная шейка 22 коленчатого вала, находящееся в одной из концевых частей, и отверстие 42, принимающее втулку, в котором заключена втулка эксцентрикового элемента 32, описываемая ниже, находящееся в другой из концевых частей. Отверстие 41, принимающее шейку, больше, чем отверстие 42, принимающее втулку. Поэтому концевая часть тела 31 шатуна на стороне, где предусмотрено отверстие 41, принимающее шейку, называется большой головкой 31a, а

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

концевая часть тела 31 шатуна на стороне, где предусмотрено отверстие 42, принимающее втулку, называется малой головкой 31b.

Отметим, что линия X (называемая осью X, см. рис.3.8), проходящая между центральной осью отверстия 41, принимающего шейку, (то есть, осью шатунной шейки 22, заключенной в отверстии 41, принимающем шейку,) и центральной осью отверстия 42, принимающего втулку (то есть, осью втулки, заключенной в отверстии 42, принимающем втулку), то есть, линия, проходящая через центр тела 31 шатуна, называется осью шатуна 6. Длина шатуна в направлении, перпендикулярном оси X шатуна 6 и перпендикулярном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку, называется шириной шатуна. Кроме того, длина шатуна в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку, называется толщиной шатуна.

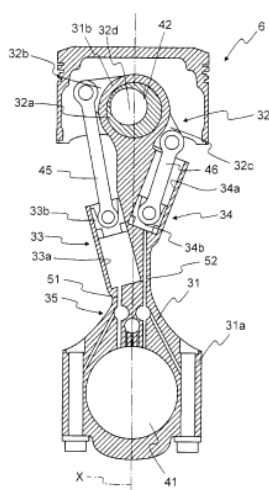


Рисунок 3.8 – Вид сбоку

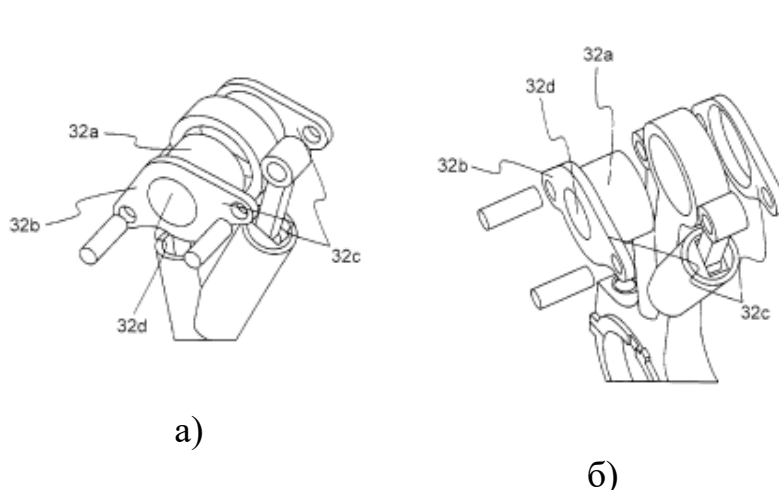


Рисунок 3.9 - Эксцентриковый элемент

Как следует из рис.2, 3, ширина тела 31 шатуна является наименьшей в промежуточной части между большой головкой 31a и малой головкой 31b. Ширина большой головки 31a больше, чем ширина малой головки 31b. С другой стороны, толщина тела 31 шатуна почти постоянна, за исключением области, в которой предусмотрены поршневые механизмы 33, 34.

Далее будет описан эксцентриковый элемент 32. На рис.3.9 а, и рис.3,9 б представлены схематические перспективные изображения области вокруг малой головки 31b тела 31 шатуна. Эксцентриковый элемент 32 показан на

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

30

рис3.9 в разобранном состоянии. Обращаясь к рис, отмечаем, что эксцентриковый элемент 32 включает в себя цилиндрическую втулку 32а, которая заключена в отверстии 42, принимающем втулку, выполненном в теле 31 шатуна, пару первых плеч 32b, которые проходят в одном направлении в направлении ширины тела 31 шатуна от втулки 32а, и пару вторых плеч 32с, которые проходят в другом направлении (направлении, приблизительно противоположном вышеупомянутому одному направлению) в направлении ширины тела 31 шатуна от втулки 32а. Втулка 32а может поворачиваться в отверстии 42, принимающем втулку. Таким образом, эксцентриковый элемент 32 установлен на теле 31 шатуна с возможностью поворота в малой головке 31b в окружном направлении малой головки 31b тела 31 шатуна.

Втулка 32а эксцентрикового элемента 32 также имеет отверстие 32d, принимающее поршневой палец, в котором заключен поршневой палец 21. Отверстие 32d, принимающему поршневой палец, придана форма цилиндра. Цилиндрическое отверстие 32d, принимающее поршневой палец, выполнено таким образом, что ось отверстия 32d, принимающего поршневой палец, параллельна центральной оси цилиндрической внешней формы втулки 32а, но не соосна с этой осью. Следовательно, центр отверстия 32d, принимающего поршневой палец, отстоит, создавая эксцентриситет, от центра цилиндрической внешней формы втулки 32а.

Как описано выше, в данном варианте осуществления, центр отверстия 32d, принимающего поршневой палец, втулки 32а отстоит, создавая эксцентриситет, от центра цилиндрической внешней формы втулки 32а. Следовательно, когда эксцентриковый элемент 32 поворачивается, положение отверстия 32d, принимающего поршневой палец, в отверстии 42, принимающем втулку, изменяется. Когда положение отверстия 32d, принимающего поршневой палец, находится на стороне, обращенной к большой головке 31а, в отверстии 42, принимающем втулку, эффективная длина шатуна уменьшается. И наоборот, когда положение отверстия 32d, принимающего поршневой палец, находится напротив стороны, обращенной к

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

с первым соединительным элементом 45 посредством пальца в концевой части, которая противоположна стороне, где первые плечи 32b соединены со втулкой 32а.

Далее будет описан второй поршневой механизм 34. Второй поршневой механизм 34 имеет второй цилиндр 34а, который выполнен в теле 31 шатуна, и второй поршень 34b, который скользит во втором цилиндре 34а. Второй цилиндр 34а - относительно оси X шатуна 6 - почти полностью или полностью находится на стороне вторых плеч 32с. Второй цилиндр 34а расположен под определенным углом наклона относительно оси X, выступая в направлении ширины тела 31 шатуна к малой головке 31b. Второй цилиндр 34а также сообщается с механизмом 35 переключения направления протекания посредством масляного канала 52 сообщения во втором поршне.

Второй поршень 34b соединен со вторыми плечами 32с эксцентрикового элемента 32 вторым соединительным элементом 46. Второй поршень 34b соединен с возможностью вращения со вторым соединительным элементом 46 посредством пальца. Вторые плечи 32с соединены с возможностью вращения со вторым соединительным элементом 46 посредством пальца в концевой части, противоположной стороне, где вторые плечи 32с соединены со втулкой 32а.

Далее, со ссылками на фиг.6А, 6В, будут описаны операции эксцентрикового элемента 32, первого поршневого механизма 33 и второго поршневого механизма 34, имеющих вышеописанные конфигурации. На фиг.6А показано состояние, в котором масло для гидравлических систем подается в первый цилиндр 33а первого поршневого механизма 33, и масло для гидравлических систем не подается во второй цилиндр 34а второго поршневого механизма 34. С другой стороны, на фиг.6В показано состояние, в котором масло для гидравлических систем не подается в первый цилиндр 33а первого поршневого механизма 33, и масло для гидравлических систем подается во второй цилиндр 34а второго поршневого механизма 34.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

В данном случае, как будет описано позже, механизм 35 переключения направления протекания можно переключать между первым состоянием, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а запрещено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а разрешено, и вторым состоянием, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а разрешено, и протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а запрещено.

Когда механизм 35 переключения направления протекания находится в первом состоянии, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а запрещено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а разрешено, масло для гидравлических систем подается в первый цилиндр 33а и выпускается из второго цилиндра 34а, как показано на фиг.6А. Следовательно, первый поршень 33b движется вверх и первые плечи 32b эксцентрикового элемента 32, соединенные с первым поршнем 33b, также движутся вверх. С другой стороны, второй поршень 34b движется вниз и вторые плечи 32c, соединенные со вторым поршнем 34b, также движутся вниз. В результате, в примере, показанном на фиг.6А, эксцентриковый элемент 32 поворачивается в направлении, обозначенном стрелкой на фиг.6А, а положение отверстия 32d, принимающего поршневой палец, в результате этого поднимается. Следовательно, длина между центром отверстия 41, принимающего шейку, и центром отверстия 32d, принимающего поршневой палец, то есть - эффективная длина шатуна 6, увеличивается до значения L1, показанного на фиг.6А. То есть, когда масло для гидравлических систем подается в первый цилиндр 33а и выпускается из второго цилиндра 34а, эффективная длина шатуна 6 увеличивается.

С другой стороны, когда механизм 35 переключения направления протекания находится во втором состоянии, в котором протекание масла для

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а разрешено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а запрещено, масло для гидравлических систем подается во второй цилиндр 34а и выпускается из первого цилиндра 33а, как показано на фиг.6В. Следовательно, второй поршень 34b движется вверх и вторые плечи 32с эксцентрикового элемента 32, соединенные со вторым поршнем 34b, также движутся вверх. С другой стороны, первый поршень 33b движется вниз и первые плечи 32b, соединенные с первым поршнем 33b также движутся вниз. В результате, в примере, показанном на фиг.6В, эксцентриковый элемент 32 поворачивается в направлении, обозначенном стрелкой на фиг.6В (направлении, противоположном обозначенному стрелкой на фиг.6А), и положение отверстия 32d, принимающего поршневой палец, в результате этого опускается. Следовательно, длина между центром отверстия 41, принимающего шейку, и центром отверстия 32d, принимающего поршневой палец, то есть - эффективная длина шатуна 6, уменьшается до значения L2, показанного на фиг.6В и меньшего, чем L1. То есть, когда масло для гидравлических систем подается во второй цилиндр 34а и выпускается из первого цилиндра 33а, эффективная длина шатуна 6 уменьшается.

В шатуне 6, соответствующем данному варианту осуществления, эффективную длину шатуна 6 можно переключать между L1 и L2? переключая механизм 35 переключения направления протекания между первым состоянием и вторым состоянием, как описано выше. В результате, степень механического сжатия в двигателе 1 внутреннего сгорания можно изменять с помощью шатуна 6.

В данном случае, когда механизм 35 переключения направления протекания находится в первом состоянии, первый поршень 33b и второй поршень 34b движутся в положения, показанные на фиг.6А, в основном без подачи масла для гидравлических систем извне. Причина заключается в том, что второй поршень 34b подталкивается, когда направленная вверх сила

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

инерции прикладывается к поршню 5, а поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре двигателя 1 внутреннего сгорания, и масло для гидравлических систем, находящееся во втором цилиндре 34а, поэтому движется в первый цилиндр 33а. С другой стороны, когда направленная вниз сила инерции прикладывается к поршню 5, а поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре двигателя 1 внутреннего сгорания, или направленная вниз сила прикладывается к поршню 5 топливовоздушной смесью, сгорающей в камере 7 сгорания, должен подталкиваться первый поршень 33b. Вместе с тем, поскольку протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а запрещено механизмом 35 переключения направления протекания, масло для гидравлических систем, находящееся в первом цилиндре 33а, не вытекает из него. Таким образом, первый поршень 33b не подталкивается.

С другой стороны, когда механизм 35 переключения направления протекания находится во втором состоянии, первый поршень 33b и второй поршень 34b движутся в положения, показанные на фиг.6В, в основном тоже без подачи масла для гидравлических систем извне. Причина заключается в том, что первый поршень 33b подталкивается, когда направленная вниз сила инерции прикладывается к поршню 5, а поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре двигателя 1 внутреннего сгорания, или направленная вниз сила прикладывается к поршню 5 топливовоздушной смесью, сгорающей в камере 7 сгорания, и масло для гидравлических систем, находящееся в первом цилиндре 33а, поэтому движется во второй цилиндр 34а. С другой стороны, когда направленная вверх сила инерции прикладывается к поршню 5, а поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре двигателя 1 внутреннего сгорания, должен подталкиваться второй поршень 34b. Вместе с тем, поскольку протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а запрещено механизмом 35 переключения направления протекания, масло для гидравлических систем, находящееся во втором

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

цилиндре 33а, не вытекает из него. Таким образом, второй поршень 34b не подталкивается.

Далее, со ссылками на фиг.7, 8А, 8В, будет описана конфигурация механизма 35 переключения направления протекания. На фиг.7 представлен вид сбоку в сечении шатуна, иллюстрирующий в увеличенном масштабе область, в которой предусмотрен механизм 35 переключения направления протекания. На фиг.8А представлено сечение шатуна, проведенное по линии VIII-VIII, показанной на фиг.7. На фиг.8В представлено сечение шатуна, проведенное по линии IX-IX, показанной на фиг.7. Как описано выше, механизм 35 переключения направления протекания, - это механизм, который переключается между первым состоянием, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а запрещено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а разрешено, и вторым состоянием, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а разрешено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а запрещено.

Как показано на фиг.7, механизм 35 переключения направления протекания включает в себя два переключающих пальца 61, 62 и один обратный клапан 63. Оба переключающих пальца 61, 62 и обратный клапан 63 находятся между первым и второй цилиндрами 33а, 34а и отверстием 41, принимающее шейку, в направлении оси Х тела 31 шатуна. Обратный клапан 63 находится ближе к отверстию 41, принимающему шейку, чем два переключающих пальца 61, 62, в направлении оси Х тела 31 шатуна.

Более того, оба переключающих пальца 61, 62 предусмотрены на сторонах, противоположных по отношению к оси Х тела 31 шатуна, а обратный клапан 63 предусмотрен на оси Х. Соответственно, оказывается возможным подавление ухудшения в обоих направлениях баланса по массе тела 31 шатуна из-за переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63, предусмотренных в теле 31 шатуна.

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Оба переключающих пальца 61, 62 умещаются в цилиндрических полостях 64, 65, вмещающих пальцы, соответственно. В данном варианте осуществления, полости 64, 65, вмещающие пальцы, выполнены таким образом, что оси полостей 64, 65, вмещающих пальцы, проходят параллельно центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Переключающие пальцы 61, 62 могут скользить в полостях 64, 65, вмещающих пальцы, в направлениях, в которых проходят полости 64, 65, вмещающие пальцы. То есть, переключающие пальцы 61, 62 расположены в теле 31 шатуна таким образом, что направления приведения в действие переключающих пальцев 61, 62 параллельны центральной оси отверстия 41, принимающего шейку.

Первая полость 64, вмещающая палец, которая вмещает первый переключающий палец 61, выполнена как отверстие, вмещающее палец, которое открыто к одной из боковых поверхностей тела 31 шатуна и закрыто к другой из боковых поверхностей тела 31 шатуна, как показано на фиг.8А. Кроме того, вторая полость 65, вмещающая палец, которая вмещает второй переключающий палец 62, также выполнена как отверстие, вмещающее палец, которое открыто к упомянутой другой из боковых поверхностей тела 31 шатуна и закрыто к упомянутой одной из боковых поверхностей тела 31 шатуна, как показано на фиг.8А.

Первый переключающий палец 61 имеет две кольцевые канавки 61a, 61b, которые проходят в окружном направлении первого переключающего пальца 61. Канал 61c сообщения, который выполнен в первом переключающем пальце 61, обеспечивает сообщение кольцевых канавок 61a, 61b друг с другом. В первой полости 64, вмещающей палец, также умещается первая поджимающая пружина 67. Первый переключающий палец 61 поджимается первой поджимающей пружиной 67 в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. В частности, в примере, показанном на фиг.8А, первый переключающий палец 61 поджимается к закрытой концевой части первой полости 64, вмещающей палец.

Аналогичным образом, второй переключающий палец 62 имеет две кольцевые канавки 62а, 62б, которые проходят в окружном направлении второго переключающего пальца 62. Канал 62с сообщения, который выполнен во втором переключающем пальце 62, обеспечивает сообщение кольцевых канавок 62а, 62б друг с другом. Вторая поджимающая пружина 68 также уместается во второй полости 65, вмещающей палец. Второй переключающий палец 62 поджимается второй поджимающей пружиной 68 в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. В частности, в примере, показанном на фиг.8А, второй переключающий палец 62 поджимается к закрытой концевой части второй полости 65, вмещающей палец. В результате, второй переключающий палец 62 поджимается в направлении, противоположном тому, в котором поджимается первый переключающий палец 61.

Более того, первый переключающий палец 61 и второй переключающий палец 62 расположены в направлениях, противоположных друг другу, в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Второй переключающий палец 62 также поджимается в направлении противоположном тому, в котором поджимается переключающий палец 61. Следовательно, в данном варианте осуществления, направления приведения в действие первого переключающего пальца 61 и второго переключающего пальца 62 противоположны друг другу, когда к первому переключающему пальцу 61 и второму переключающему пальцу 62 прикладывается гидравлическое давление.

Обратный клапан 63 уместается в цилиндрической полости 66, вмещающей обратный клапан. В данном варианте осуществления, полость 66, вмещающая обратный клапан, также выполнена проходящей параллельно центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Обратный клапан 63 может двигаться в полости 66, вмещающей обратный клапан, в направлении, в котором проходит полость 66, вмещающая обратный клапан. Следовательно, обратный клапан 63 расположен в теле 31 шатуна таким образом, что

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

направление приведения в действие обратного клапана 63 параллельно центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Полость 66, вмещающая обратный клапан, выполнена как отверстие, вмещающее обратный клапан, которое открыто к одной из боковых поверхностей тела 31 шатуна и закрыто к другой из боковых поверхностей тела 31 шатуна.

Конфигурация обратного клапана 63 разрешает протекание с первичной стороны (верхней стороны на фиг.8В) на вторичную сторону (нижнюю сторону на фиг.8В) и запрещает протекание со вторичной стороны на первичную сторону.

Масляный канал 51 сообщения в первом поршне обеспечивает сообщение первой полости 64, вмещающей палец, которая вмещает первый переключающий палец 61, с первым цилиндром 33а. Как показано на фиг.8А, сообщение масляного канала 51 сообщения в первом поршне с первой полостью 64, вмещающей палец, обеспечивается около центра в направлении толщины тела 31 шатуна. Масляный канал 52 сообщения во втором поршне обеспечивает сообщение второй полости 65, вмещающей палец, которая вмещает второй переключающий палец 62, со вторым цилиндром 34а. Как показано на фиг.8А, сообщение масляного канала 52 сообщения во втором поршне также обеспечивается со второй полостью 65, вмещающей палец, около центра в направлении толщины тела 31 шатуна.

Отметим, что масляный канал 51 сообщения в первом поршне и масляный канал 52 сообщения во втором поршне выполнены путем сверления дрелью или аналогичным инструментом из отверстия 41, принимающего шейку. Следовательно, первый продолженный масляный канал 51а и второй продолженный масляный канал 52а выполнены соосными с масляным каналом 51 сообщения в первом поршне и масляным каналом 52 сообщения во втором поршне на стороне масляных каналов 51, 52 сообщения в поршнях, обращенной к отверстию 41, принимающему шейку. Иными словами, масляный канал 51 сообщения в первом поршне и масляный канал 52 сообщения во втором поршне выполнены таким образом, что отверстие 41,

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимающее шейку, располагается на продолженных линиях масляных каналов 51, 52 сообщения поршней. Первый продолженный масляный канал 51а и второй продолженный масляный канал 52а закрыты, например, антифрикционным сплавом 71, который предусмотрен в отверстии 41, принимающем шейку.

Два масляных канала 53, 54 сообщения полостей обеспечивают сообщение первой полости 64, вмещающей палец, которая вмещает первый переключающий палец 61, с полостью 66, вмещающей обратный клапан. Сообщение одного из масляных каналов сообщения полостей, то есть, первого масляного канала 53 сообщения полости, с первой полостью 64, вмещающей палец, и полостью 66, вмещающей обратный клапан, вторичной стороны обеспечивается на одной из сторон боковых поверхностей (на нижней стороне на фиг.8В) относительно центра в направлении толщины тела 31 шатуна, как показано на фиг.8А. Сообщение другого из масляных каналов сообщения полостей, то есть, второго масляного канала сообщения 54 полости, с первой полостью 64, вмещающей палец, и полостью 66 вмещающей обратный клапан, обеспечивается на другой из сторон боковых поверхностей (на верхней стороне на фиг.8В) относительно центра в направлении толщины тела 31 шатуна. Первый масляный канал 53 сообщения полости и второй масляный канал 54 сообщения полости расположены таким образом, что интервал в направлении толщины тела шатуна между первым масляным каналом 53 сообщения полости и масляным каналом 51 сообщения в первом поршне и интервал в направлении толщины тела шатуна между вторым масляным каналом 54 сообщения полости и масляным каналом 51 сообщения в первом поршне равны интервалу в направлении толщины тела шатуна между кольцевыми канавками 61а, 61b.

Масляные каналы 55, 56 сообщения полостей обеспечивают сообщение второй полости 65, вмещающей палец, которая вмещает второй переключающий палец 62, с полостью 66, вмещающей обратный клапан. Сообщение одного из масляных каналов сообщения полостей, то есть,

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

третьего масляного канала 55 сообщения полости, со второй полостью 65, вмещающей палец, и вторичной стороной полости 66, вмещающей обратный клапан, обеспечивается на одной из сторон боковых поверхностей (на нижней стороне на фиг.8В) относительно центра в направлении толщины тела 31 шатуна, как показано на фиг.8А. Сообщение другого из масляных каналов сообщения полостей, то есть, четвертого масляного канала 56 сообщения полости, со второй полостью 65, вмещающей палец, и первичной стороной полости 66, вмещающей обратный клапан, обеспечивается на другой из сторон боковых поверхностей (на верхней стороне на фиг.8В) относительно центра в направлении толщины тела 31 шатуна. Третий масляный канал 55 сообщения полости и четвертый масляный канал 56 сообщения полости расположены таким образом, что интервал в направлении толщины тела шатуна между третьим масляным каналом 55 сообщения полости и масляным каналом 52 сообщения во втором поршне и интервал в направлении толщины тела шатуна между четвертым масляным каналом 56 сообщения полости и масляным каналом 52 сообщения во втором поршне равны интервалу в направлении толщины тела шатуна между кольцевыми канавками 62а, 62b.

Масляные каналы 53-56 сообщения полостей выполнены путем сверления дрелью или аналогичным инструментом из отверстия 41, принимающего шейку. Следовательно, продолженные масляные каналы 53а-56а выполнены соосными с масляными каналами сообщения 53-56 сообщения полостей на стороне масляных каналов 53-56 сообщения полостей, обращенной к отверстию 41, принимающему шейку. Иными словами, масляные каналы 53-56 сообщения полостей выполнены таким образом, что отверстие 41, принимающее шейку, располагается на продолженных линиях масляных каналов 53-56 сообщения полостей. Продолженные масляные каналы 53-56 сообщения полостей закрыты, например, антифрикционным сплавом 71.

Как описано выше, все продолженные масляные каналы 51а-56а закрыты антифрикционным сплавом 71. Следовательно, только присоединяя шатун 6 к шатунной шейке 22 с помощью антифрикционного сплава 71, продолженные

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

масляные каналы 51а-56а можно закрыть, не проводя отдельно процесс закрывания продолженных масляных каналов 51а-56а.

В теле 31 шатуна также выполнены первый масляный канал 57 управления, по которому происходит приложение гидравлического давления к первому переключающему пальцу 61, и второй масляный канал 58 управления, по которому происходит приложение гидравлического давления ко второму переключающему пальцу 62. Сообщение первого масляного канала 57 управления с первой полостью 64, вмещающей палец, обеспечивается в концевой части, противоположной той концевой части, где предусмотрена первая поджимающая пружина 67. Сообщение второго масляного канала 58 управления со второй полостью 65, вмещающей палец, обеспечивается в концевой части, противоположной той концевой части, где предусмотрена вторая поджимающая пружина 68. Масляные каналы 57, 58 управления выполнены сообщающимися с отверстием 41, принимающим шейку. Масляные каналы 57, 58 управления также сообщаются с внешним источником для приложения гидравлического давления посредством масляного канала (не показан), который выполнен в шатунной шейке 22.

Следовательно, когда гидравлическое давление не прикладывается из внешнего источника для приложения гидравлического давления, первый переключающий палец 61 и второй переключающий палец 62 поджимаются первой поджимающей пружиной 67 и второй поджимающей пружиной 68 и располагаются на сторонах закрытых концевых частей в полостях 64, 65, вмещающих пальцы, соответственно, как показано на фиг.8А. С другой стороны, когда гидравлическое давление прикладывается из внешнего источника для приложения гидравлического давления, первый переключающий палец 61 и второй переключающий палец 62 движутся, противодействуя поджатию первой поджимающей пружиной 67 и второй поджимающей пружиной 68, и располагаются на сторонах открытых концевых частей в полостях 64, 65, вмещающих пальцы, соответственно.

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Более того, в теле 31 шатуна выполнен масляный канал 59 пополнения, который пополняет масло для гидравлических систем, подавая его на первичную сторону обратного клапана 63 в пределах полости 66, вмещающей обратный клапан, в которой уместается обратный клапан 63. Сообщение одной из концевых частей масляного канала 59 пополнения с полостью 66, вмещающей обратный клапан, обеспечивается на первичной стороне обратного клапана 63. Другая из концевых частей масляного канала 59 пополнения сообщается с отверстием 41, принимающим шейку. В антифрикционном сплаве 71 выполнено также сквозное отверстие 71а, соответствующее масляному каналу 59 пополнения. Масляный канал 59 пополнения сообщается с внешним источником масла для гидравлических систем посредством сквозного отверстия 71а и масляного канала (не показан), который выполнен в шатунной шейке 22. Следовательно, первичная сторона обратного клапана 63 сообщается с источником масла для гидравлических систем по масляному каналу 59 пополнения - постоянно или периодически в связи с вращением коленчатого вала. Отметим, что источник масла для гидравлических систем - это источник смазочного масла, который подает масло к шатуну 6 и т.п. в данном варианте осуществления.

Далее, со ссылками на фиг.9, 10, будет описана работа механизма 35 переключения направления протекания. На фиг.9 представлено схематическое сечение для пояснения работы механизма 35, переключающего направление протекания, когда гидравлическое давление прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 из источников 75 для приложения гидравлического давления. На фиг.10 представлено схематическое сечение для пояснения работы механизма 35, переключающего направление протекания, когда гидравлическое давление не прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 из источников 75 для приложения гидравлического давления. Хотя источники 75 для приложения гидравлического давления, которые прикладывают гидравлическое давление к первому переключающему пальцу 61 и второму переключающему пальцу 62,

					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

изображены отдельными на фиг.9, 10, гидравлическое давление в данном варианте осуществления прикладывается из одного и того же источника для приложения гидравлического давления.

Как показано на фиг.9, когда гидравлическое давление прикладывается из источников 75 для приложения гидравлического давления, переключающие пальцы 61, 62 движутся, противодействуя поджатию поджимающими пружинами 67, 68, располагаясь в первых положениях, соответственно. В результате, канал 61с сообщения первого переключающего пальца 61 обеспечивает сообщение масляного канала 51 сообщения в первом поршне и первого масляного канала 53 сообщения полости друг с другом, а канал 62с сообщения второго переключающего пальца 62 обеспечивает сообщение масляного канала 52 сообщения во втором поршне и четвертого масляного канала 56 сообщения полости друг с другом. Следовательно, первый цилиндр 33а соединен со вторичной стороной обратного клапана 63, а второй цилиндр 34а соединен с первичной стороной обратного клапана 63.

В данном случае, конфигурация обратного клапана 63 разрешает протекание масла для гидравлических систем с первичной стороны, с которой сообщаются второй масляный канал 54 сообщения полости и четвертый масляный канал 56 сообщения полости, на вторичную сторону, с которой сообщаются первый масляный канал 53 сообщения полости и третий масляный канал 55 сообщения полости, но запрещает протекание в противоположном направлении. Следовательно, в состоянии, показанном на фиг.9, хотя масло для гидравлических систем протекает из четвертого масляного канала 56 сообщения полости в первый масляный канал 53 сообщения полости, масло для гидравлических систем не протекает в противоположном направлении.

В результате, в состоянии показанные на фиг.9, подача масла для гидравлических систем, находящегося во втором цилиндре 34а, в первый цилиндр 33а возможна по масляным каналам в следующем порядке: масляный канал 52 сообщения во втором поршне, четвертый масляный канал 56

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

сообщения полости, первый масляный канал 53 сообщения полости и масляный канал 51 сообщения в первом поршне. Вместе с тем, подача масла для гидравлических систем, находящегося в первом цилиндре 33а, во второй цилиндр 34а невозможна. Следовательно, можно сказать, что механизм 35, переключающий направление протекания, находится в первом состоянии, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а запрещено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а разрешено, когда гидравлическое давление прикладывается из источников 75 для приложения гидравлического давления. В результате, как описано выше, первый поршень 33б движется вверх, а второй поршень 34б движется вниз, так что эффективная длина шатуна 6 увеличивается, как показано символом L1 на фиг.6А.

С другой стороны, как показано на фиг.10, когда гидравлическое давление не прикладывается из источников 75 для приложения гидравлического давления, переключающие пальцы 61, 62 поджимаются поджимающими пружинами 67, 68, оказываясь во вторых положениях, соответственно. В результате, масляный канал 51 сообщения в первом поршне, сообщающийся с первым поршневым механизмом 33, и второй масляный канал 54 сообщения полости сообщаются друг с другом посредством канала 61с сообщения первого переключающего пальца 61. Точно также, масляный канал 52 сообщения во втором поршне, сообщающийся со вторым поршневым механизмом 34, и третий масляный канал 55 сообщения полости сообщаются друг с другом посредством канала 62с сообщения второго переключающего пальца 62. Следовательно, первый цилиндр 33а соединен с первичной стороной обратного клапана 63, а второй цилиндр 34а соединен со вторичной стороной обратного клапана 63.

За счет действия обратного клапана 63, описанного выше, в состоянии, показанном на фиг.10, масло для гидравлических систем, находящееся в первом цилиндре 33а, можно подавать во второй цилиндр 34а по масляным

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

каналам в следующем порядке: масляный канал 51 сообщения в первом поршне, второй масляный канал 54 сообщения полости, третий масляный канал 55 сообщения полости и масляный канал 52 сообщения во втором поршне. Вместе с тем, подача масла для гидравлических систем, находящегося во втором цилиндре 34а, в первый цилиндр 33а невозможна. Следовательно, можно сказать, что механизм 35, переключающий направление протекания, находится во втором состоянии, в котором протекание масла для гидравлических систем из первого цилиндра 33а во второй цилиндр 34а разрешено, а протекание масла для гидравлических систем из второго цилиндра 34а в первый цилиндр 33а запрещено, когда гидравлическое давление не прикладывается из источников 75 для приложения гидравлического давления. В результате, как описано выше, второй поршень 34b движется вверх, а первый поршень 33b движется вниз, так что эффективная длина шатуна 6 уменьшается, как показано символом L2 на фиг.6В.

Кроме того, в данном варианте осуществления масло для гидравлических систем движется между первым цилиндром 33а первого поршневого механизма 33 и вторым цилиндром 34а второго поршневого механизма 34, как описано выше. Следовательно, подача масла для гидравлических систем снаружи первого поршневого механизма 33, второго поршневого механизма 34 и механизма 35, переключающего направление протекания, в основном необязательна. Вместе с тем возможна утечка масла для гидравлических систем наружу из уплотнения или аналогичного средства, предусмотренного в механизмах 33, 34, 35. В случае, в котором утечка масла для гидравлических систем происходит, необходимо пополнять масло для гидравлических систем снаружи.

В данном варианте осуществления, масляный канал 59 пополнения сообщается с первичной стороной обратного клапана 63, так что первичной стороной обратного клапана 63 постоянно или периодически сообщается с источником 76 масла для гидравлических систем. Следовательно, даже когда

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

масло для гидравлических систем утекает из механизмов 33, 34, 35 или аналогичных механизмов, масло для гидравлических систем можно пополнить.

Шатун 6 движется в направлении, перпендикулярном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку, в связи с вращением коленчатого вала. Следовательно, сила инерции прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 и обратному клапану 63 в направлении, перпендикулярном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. С другой стороны, даже когда коленчатый вал вращается, шатун 6 не движется в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Следовательно, сила инерции не прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 и обратному клапану 63 в направлении, параллельном центральной оси отверстия 41, принимающего шейку.

В данном случае, в вышеупомянутом варианте осуществления, направления действия переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63, параллельны центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Следовательно, переключающие пальцы 61, 62 и обратный клапан 63 не воспринимают силу инерции в направлениях их действия. Тем самым можно подавить неправильное срабатывание переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63 в связи с силой инерции.

В вышеупомянутом варианте осуществления, направления действия переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63 параллельны центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Вместе с тем, когда направления действия переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63 наклонены относительно плоскости, перпендикулярной центральной оси отверстия 41, принимающего шейку, влияние силы инерции можно уменьшить по сравнению со случаем, в котором направления действия перпендикулярны центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Следовательно, в данном варианте осуществления, когда направления действия переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63 наклонены

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

относительно плоскости перпендикулярной центральной оси отверстия 41, принимающего шейку, направления действия могут не быть параллельными центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Поэтому нужно лишь выполнить полости 64, 65, вмещающие пальцы, и полость 66, вмещающая обратный клапан, проходящими в направлении, наклоненном относительно плоскости, перпендикулярной центральной оси отверстия 41, принимающего шейку. Аналогичным образом, нужно лишь придать поджимающим пружинам 67, 68 направления поджатия, наклоненные относительно плоскости, перпендикулярной центральной оси отверстия 41, принимающего шейку.

Кроме того, в данном варианте осуществления, протекание масла для гидравлических систем между поршневыми механизмами 33, 34 переключается переключающими пальцами 61, 62 механизма 35, переключающего направление протекания. Переключающие пальцы 61, 62 умещаются в полостях 64, 65, вмещающих пальцы и выполненных в теле 31 шатуна, и приводятся в действие гидравлически. Таким образом, не нужно вызывать выступание переключающих пальцев 61, 62 из боковых поверхностей тела 31 шатуна, а также может оказаться необязательным предусматривать еще один переключающий механизм снаружи шатуна 6, чтобы привести в действие переключающие пальцы 61, 62. Следовательно, механизм 35, переключающий направление протекания, можно выполнить простым и компактным.

Более того, конфигурация механизма 35, переключающего направление протекания, согласно данному варианту осуществления такова, что масло для гидравлических систем, вытекающее из второго цилиндра 34а второго поршневого механизма 34, втекает в первый цилиндр 33а первого поршневого механизма 33, а масло для гидравлических систем, вытекающее из первого цилиндра 33а, втекает во второй цилиндр 34а. Таким образом, подача масла для гидравлических систем снаружи оказывается необязательной в данном варианте осуществления. При этом, в случае, в котором масло для гидравлических систем подается снаружи, в него соответственно могут

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

примешиваться пузырьки воздуха. Когда пузырьки воздуха примешиваются в масляных каналах между цилиндрами 33а, 34а, становится возможным непреднамеренное изменение эффективной длины шатуна 6. В отличие от этого, в данном варианте осуществления, подача масла для гидравлических систем снаружи оказывается в основном необязательной. Таким образом, становится возможным подавление примешивания пузырьков воздуха в масляных каналах между цилиндрами 33а, 34а.

В данном варианте осуществления, механизм 35, переключающий направление протекания, также снабжен двумя переключающими пальцами 61, 62 и обратным клапаном 63. Поскольку механизм 35, переключающий направление протекания, имеет вышеописанную конфигурацию, появляется возможность простого изготовления полостей 64, 65, вмещающих пальцы, которые вмещают переключающие пальцы 61, 62, полости 66, вмещающей обратный клапан, которая вмещает обратный клапан 63, и масляных каналов, которые обеспечивают сообщение первого цилиндра 33а и второго цилиндра 34а.

Помимо этого, в данном варианте осуществления конфигурация механизма 35, переключающего направление протекания, обеспечивает переключение в первое состояние, а эффективная длина шатуна 6 увеличивается, когда гидравлическое давление прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 из источников 75 для приложения гидравлического давления, и конфигурация механизма 35, переключающего направление протекания, обеспечивает переключение во второе состояние, а эффективная длина шатуна 6 уменьшается, когда гидравлическое давление не прикладывается к переключающим пальцам 61, 62 из источников 75 для приложения гидравлического давления. Соответственно, когда приложение гидравлического давления невозможно, например, из-за отказа источников 75 для приложения гидравлического давления, эффективную длину шатуна 6 можно поддерживать малой. Таким образом, можно поддерживать низкую степень механического сжатия. Когда поддерживают высокую степень

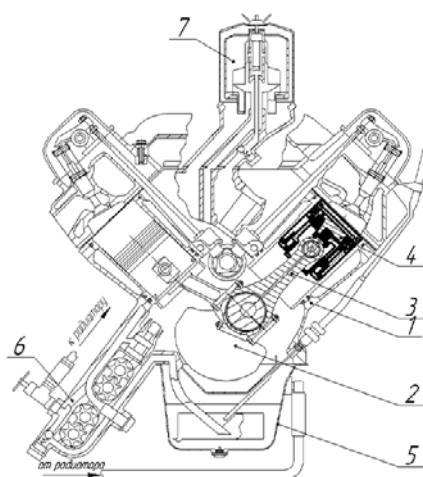
					<i>ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ</i>	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

механического сжатия, мощность двигателя внутреннего сгорания ограничивается. Таким образом, в соответствии с данным вариантом осуществления можно подавить ограничение мощности двигателя внутреннего сгорания во время отказа и т.п. источников 75 для приложения гидравлического давления.

Оба переключающих пальца 61, 62 и обратный клапан 63 расположены между первым и вторым цилиндрами 33а, 34а и отверстием 41, принимающее шейку, в направлении оси X тела 31 шатуна. Соответственно, расстояние от отверстия 41, принимающего шейку, до переключающих пальцев 61, 62 и обратного клапана 63 можно сократить, а также можно сократить длины масляных каналов или аналогичных средств между ними.

3.3 Обоснование поршня переменной длины

Общая схема механизма изменения рабочего объема двигателя представлена на рисунке 3.12. Основной ее частью является составной поршень переменной длины. При работе двигателя в номинальном режиме его длина минимальна, при этом обеспечивается штатная степень сжатия, равная 12,0. При работе двигателя в режиме недогрузки на средних оборотах длина поршня увеличивается, объем камеры сгорания уменьшается, тем самым обеспечивается повышенная степень сжатия, равная 12,9.



1 – блок-картер; 2 – коленчатый вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – поддон картера; 6 - масляный насос; 7 – фильтр-центрифуга

Рисунок 3.12 - Схема механизма изменения степени сжатия двигателя

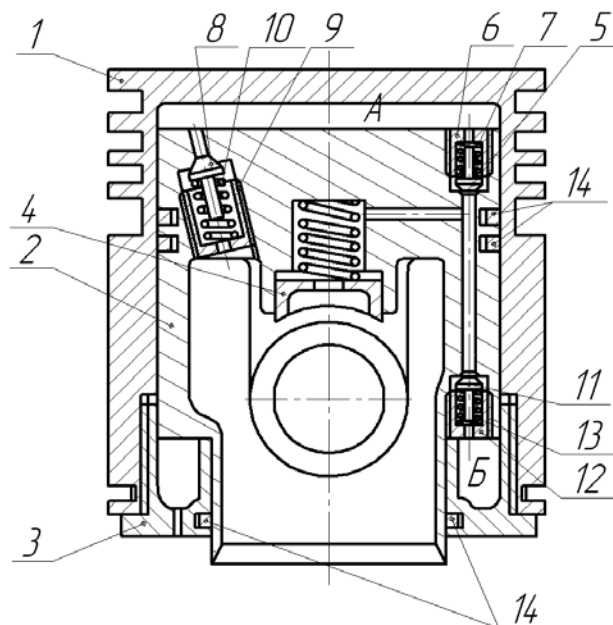
					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	51

Изменение длины поршня осуществляется гидравликой. Смазочное масло из поддона картера 5 масляным насосом 6 подается в магистрали комбинированной смазочной системы двигателя. Через каналы коленчатого вала 2 и шатуна 3 оно попадает в полость поршня переменной длины 4. Он состоит из внешнего корпуса 1 (рисунок 3.13), внутреннего корпуса 2, который перемещается во внешнем корпусе 1, муфты 3, посредством которой внутренний корпус 2 крепится во внешнем корпусе 1, дросселя 4 и трех клапанов.

Нагнетательный клапан 6 с корпусом 6 и пружиной 7 предназначен для направления потока масла в полость А увеличения длины поршня. Он открывается при падении оборотов до 1600 мин^{-1} , что сопровождается падением давления в конце сгорания. В этом положении масло из системы смазки двигателя попадает в полость А поршня, давление масла преодолевает давление газов в цилиндре, длина поршня увеличивается. Как только внешний корпус занимает крайнее положение, давление в полости А поднимается до величины, при которой срабатывает перепускной клапан 11 с корпусом 12, пружина 13 которого жестче пружины 7 нагнетательного клапана на определенную величину. При этом масло из системы смазки направляется в полость Б слива, давление под нагнетательным клапаном 5 падает, и он закрывается. Длина поршня фиксируется. При увеличении оборотов двигателя свыше 1600 мин^{-1} давление газов в конце сгорания увеличивается, соответственно увеличивается давление запертого в полости А объема масла, срабатывает сливной клапан 8 с корпусом 9, пружина которого сжимается при определенном давлении. При этом масло из полости А стравливается в картер. Длина поршня уменьшается. Степень сжатия уменьшается до штатного давления. Из полости Б масло сливается в поддон картера через калиброванное отверстие, что позволяет поддерживать в ней давление, достаточное для предотвращения изменения длины поршня под действием сил инерции во время тактов впуска и выпуска. Таким образом осуществляется саморегулировка степени сжатия двигателя в зависимости от оборотов

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

коленчатого вала.



1 – корпус внешний; 2 – корпус внутренний; 3 – муфта; 4 – дроссель; 5 – нагнетательный клапан; 6 – корпус нагнетательного клапана; 7 – пружина нагнетательного клапана; 8 - сливной клапан; 9 – корпус сливного клапана; 10 – пружина сливного клапана; 11 – перепускной клапан; 12 – корпус перепускного клапана; 13 – пружина перепускного клапана; 14 – уплотнительное кольцо; А – полость увеличения длины; Б – полость слива

Рисунок 3.13 - Поршень переменной длины

3.4 Конструктивные расчеты

Напряжение изгиба в днище поршня равно

$$\sigma_{изг} = p_{z\max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2, \quad (3.20)$$

где $p_{z\max}$ – максимальное давление в цилиндре, при $\varepsilon = 8$ $p_{z\max} = 5,79$ МПа);

r_i – внутренний радиус днища, м;

δ – средняя толщина днища, м. Средняя толщина днища равна 13 мм.

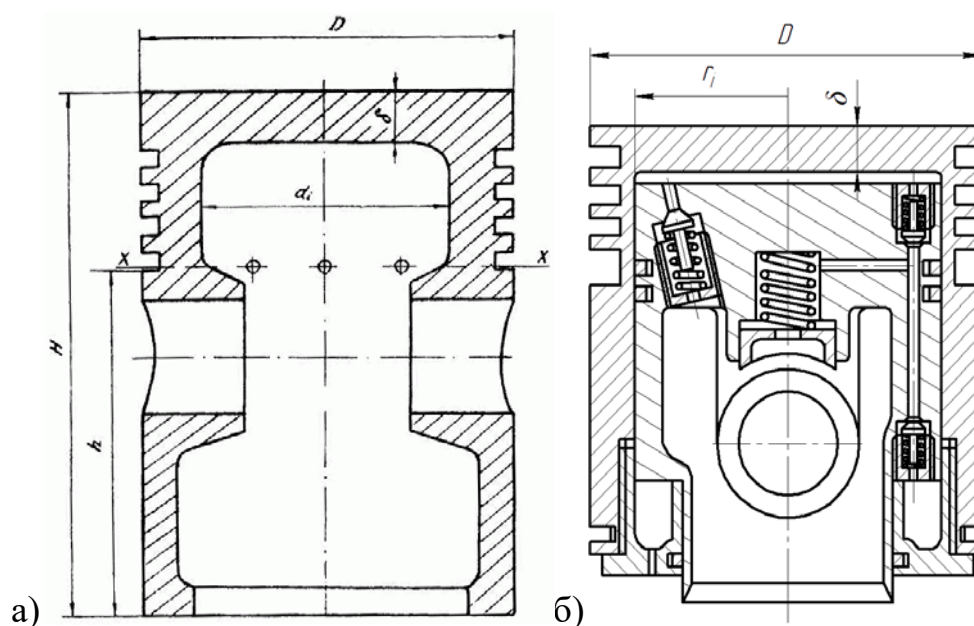
$$\sigma_{изг} = 5,79 \left(\frac{0,040}{0,013} \right)^2 = 54,8 \text{ МПа.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

53



а – стандартный поршень; б – поршень переменной длины

Рисунок 3.14 - Расчетная схема поршня

Расчетное значение напряжения изгиба в днище поршня не выходит за допустимые пределы. Для обеспечения достаточной жесткости напряжение изгиба не должно превышать 40...60 МПа.

В процессе работы на поршневой палец действуют большие динамические нагрузки, которые приводят к возникновению напряжений изгиба, смятия, сдвига и овализации. Поэтому к материалам, применяемым для изготовления пальцев, предъявляются требования высокой прочности и вязкости.

Напряжение изгиба пальца определяется по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{P(l_{п} + 2b - 1,5l_{гш})}{1,2d_{п}^3(1 - \alpha^4)}, \quad (3.21)$$

где P – сила действующая на поршневой палец, МН;

$l_{п}$ – длина поршневого пальца, мм;

$l_{гш}$ – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, мм;

b – расстояние между торцами бобышек, мм;

$d_{п}$ – наружный диаметр пальца, мм;

α – относительный диаметр отверстия в пальце.

Сила, действующая на поршневой палец, определяется по формуле

					Лист	
					54	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	

$$P = P_{z\max} + 0,7P_{j\Pi}. \quad (3.22)$$

Максимальная сила давления газов определяем из выражения

$$P_{z\max} = p_{z\max} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.23)$$

где F_{Π} – площадь днища поршня, м².

Сила инерции поршневой группы

$$P_{j\Pi} = -m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda), \quad (3.25)$$

где m – масса поршневого комплекта, кг;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с⁻¹;

R – радиус кривошипа, м;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

$$P_{z\max} = 5,79 \cdot 78,5 \cdot 10^{-4} = 0,045 \text{ МН.}$$

$$P_{j\Pi} = -1,96 \cdot 219,8^2 \cdot 0,063 \cdot (1 + 0,272) \cdot 10^{-6} = 0,008 \text{ МН.}$$

$$P = 0,045 - 0,7 \cdot 0,008 = 0,0394 \text{ МН.}$$

$$\sigma_{изг} = \frac{0,0394 \cdot (0,08 + 2 \cdot 0,044 - 1,5 \cdot 0,036)}{1,2 \cdot 0,026^3 \cdot (1 - 0,5^4)} = 226,8 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение напряжения изгиба поршневого пальца не превышает допустимого предела (200...250 МПа).

Шатун при работе двигателя подвергается воздействию знакопеременных нагрузок от сил давления газов и сил инерции, а в отдельных случаях эти силы создают ударные нагрузки.

На продольный изгиб стержень шатуна проверяется по формуле

$$\sigma_{изг} = \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2 \frac{fRl}{180W}, \quad (3.26)$$

где $n_{\max}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала мин⁻¹;

l – длина шатуна, м;

f – площадь поперечного сечения стержня шатуна посередине, м²;

W – момент сопротивления среднего сечения шатуна относительно оси,

					ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

перпендикулярной плоскости качания.

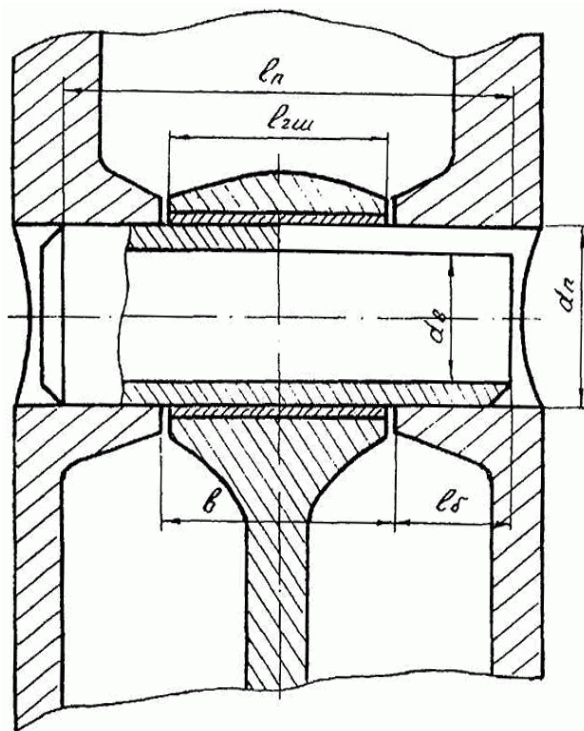


Рисунок 3.15 - Расчетная схема поршневого пальца

$$\sigma_{изг} = \left(\frac{1600}{1000} \right)^2 \cdot \frac{11,2 \cdot 0,063 \cdot 0,232 \cdot 10^{-5}}{180 \cdot 5,26 \cdot 10^{-6}} = 4,43 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение напряжения продольного изгиба стержня шатуна не превышает допустимого предела (5...10 МПа).

Из проверочного расчета деталей кривошипно-шатунного механизма видно, что все полученные значения напряжений не превышают допустимых пределов. Следовательно, использование двигателя для работы на повышенной степени сжатия не требует изменения конструктивных параметров.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ВКР.23.05.01.023.20.КППД.00.00.ПЗ

Лист

56

4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.

4.1. Выбор материала заготовки.

Способ получения заготовки должен быть экономичным при заданном объеме выпущенных деталей.

Примем для изготовления заготовки прутки, приближенный размерами и формами готовой детали. Выбираем вал из сортового металла Ст 35 ГОСТ 4543-71.

4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.

Выбираем универсальный токарно-винторезный станок 1К-62 стр11 прилож.1

Выбор режущего инструмента:

Резец 2100-0405 ГОСТ 18878-73, Резец 2130-0251 ГОСТ 18884-73.

4.3 Технологические расчеты

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной. 2100-0405 с сечением 25X16 по ГОСТ 18878 – 73.

Выбираем твердый сплав режущего инструмента Т15 К6

Главный угол в плане $\varphi = 45$

Черновое точение $\varphi_1 = 10$

$\lambda = 5$ Резец 16×25 Радиусное превышение $r = 1$.

005. Токарная

Переход 2. Точить поверхность на длине 40 мм.

1. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2},$$

где D_1 и D_2 - диаметры поверхности соответственно, обрабатываемой (в начале обработки) и конечной согласно чертежу или эскизу;

$$h = \frac{35 - 17}{2} = 9 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = 1; \quad t_2 = 1,5;$$

$$i = 2 .$$

3. Выбираем подачу S.

Из [15] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем $s=0,3$ мм/об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T.

Из [14], выбираем $T=60$ мин.

5. Определяем скорость резания V_p

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y},$$

где C_v – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и условия его обработки;

m – показатель относительной стойкости;

T – стойкость резца;

x, y – показатели степени;

K_v – общий поправочный коэффициент, который представляет собой произведение отдельных поправочных коэффициентов;

Сталь 35 $\sigma_s = 750$, 1К62 без охлаждения $C_v = 350$; $x = 0,15$; $y = 0,35$; $m = 0,20$;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 217 \text{ м/мин.}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 217}{3,14 \cdot 35} = 727 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n=727 \text{ мин}^{-1}$ корректируем. По паспорту 1К62 $n=630 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения n .

$$V_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 630}{1000} = 69 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем силу резания P_z .

Сила резания определяется по формуле [14]

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15}$$

где C – коэффициент, характеризующий металл и условия его обработки;

x, y – показатели степеней при глубине резания и подаче;

n – показатель степени при скорости резания;

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 217^{-0,15} = 72 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{72 \cdot 69}{60000} = 0,083 \text{ кВт.}$$

$$N_{шп} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт.}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{шп} \geq N_p;$$

$$7,5 > 0,225.$$

10. определение основного технологического времени.

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s};$$

где L – длина рабочего хода резца, мм;

i – число проходов резца;

l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

Δ – перебег резца, мм ($\Delta=1 \dots 3$);

y – величина врезания резца, мм.

$$y = t \cdot \operatorname{ctg} \varphi$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{21 \cdot 2}{1000 \cdot 0,3} = 0,26 \text{ мин.}$$

2. 005. Токарная

Переход 3. Точить поверхность на длине 4.

1. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2},$$

$$h = \frac{29 - 17}{2} = 6 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t = 2 \text{ мм; } t = 2; t = 1; t = 1$$

$$i = 4 .$$

3. Выбираем подачу s .

Из таблицы [15] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем $s = 0,3 \text{ мм/об.}$

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

Из [14] выбираем $T = 60 \text{ мин.}$

5. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y},$$

Сталь 35 $\sigma_s = 750$, 1К62 без охлаждения $C_v = 350$; $x = 0,15$; $y = 0,35$; $m = 0,20$;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 214 \text{ м/мин}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 214}{3,14 \cdot 29} = 2358 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n = 591 \text{ мин}^{-1}$ корректируем. По паспорту 1К62 $n = 500 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения n .

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 500}{1000} = 55 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем силу резания .

Сила резания определяется по формуле [14]

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15}$$

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 55^{-0,15} = 329 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{329 \cdot 55}{60000} = 0,3 \text{ кВт.}$$

10. определение основного технологического времени.

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s};$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 5 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{8 \cdot 4}{1000 \cdot 0,3} = 0,27 \text{ мин.}$$

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной. 2100-0565 с сечением 25X16 по ГОСТ 18869 – 73

Выбираем твердый сплав режущего инструмента T15 K6

Главный угол в плане $\varphi = 45$

Черновое точение $\varphi_1 = 10$

$$\lambda = 5$$

Резец 16×25

Радиусное превышение $r=1$.

I. 010. Токарная

3. Переход 1. Точить поверхность 1 на длину 2

4. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 28}{2} = 3,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = 2; t_2 = 1,5 \text{ мм;}$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{3,5}{1,5} = 2,3 \text{ мм;}$$

5. Выбираем подачу s .

Выбираем $s=0,45$

Но корректируя по паспорту станка (стр.33) устанавливаем $s=0,5$ мм/ об.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T . стр. 12,
выбираем $T=30$ мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35

$$G_s = 530 \text{ МПа}$$

$$1K62 \quad C_v = 92; x = 0,25; y = 0,33; m = 1;$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

где K_{mv} - коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала;

K_{nv} - коэффициент, отражающий состояние поверхности заготовки;

K_{uv} - коэффициент, учитывающий качество материала инструмента;

$K_{\varphi v}$ - коэффициент, учитывающий влияние угла резца в плане φ .

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{G_s} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 1,4 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 2^{0,25} \cdot 0,5^{0,33}} = 2,86 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 2,86}{3,14 \cdot 35} = 26 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n=26 \text{ мин}^{-1}$ корректируем. По паспорту 1K62 $n=25 \text{ мин}^{-1}$.

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 25}{1000} = 2,7 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания

Сила резания определяется по формуле:

$$P_z = C_p \times t^x \times s^y \times g^{n_p} \times K_p$$

$$K_p = K_{mp} \times K_{\varphi p}$$

$$K_{\varphi p} = 1; K_{mp} = \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \times \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 1,5^{0,25}; s = 0,5^{0,33}; g^{n_p} = 2,7^{0,35}$$

$$P_z = 110,88 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{110,88 \times 2,7}{60000} = 0,01 \text{ кВт.}$$

$$N_{um} = N_{\partial s} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{um} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,01.$$

12. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot \operatorname{ctg} \varphi$$

$$y = 2 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{30 \cdot 2,3}{25 \cdot 0,5} = 5,52 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время $T = 5,52$ мин.

II. 1. 010. Токарная

2. Переход 2. Точить поверхность 6 на длину 7

3. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 20}{2} = 7,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = 5; t_2 = 2,5;$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{7,5}{5} = 1,5 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу s .

Выбираем $s = 0,3$, но корректируя по паспорту станка устанавливаем $s = 0,3 \text{ мм/об.}$

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T . стр. 12, выбираем $T = 30$ мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35 $G_s = 530 \text{ МПа}$ 1К62 без охлаждения $C_v = 92$; $x = 0,25$; $y = 0,33$; $m = 1$;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{G_s} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 5^{0,25} \cdot 0,3^{0,33}} = 2,6 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 2,6}{3,14 \cdot 35} = 23,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n=23,6 \text{ мин}^{-1}$ корректируем. По паспорту 1К62 $n=25 \text{ мин}^{-1}$.

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 25}{1000} = 2,75 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания .

$$P_z = C_p \times t^x \times s^y \times g^{n_p} \times K_p$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p}$$

$$K_{\phi p} = 1;$$

$$K_{mp} = \left(\frac{530}{750} \right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \times \left(\frac{530}{750} \right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 5^{0,25}; s = 0,3^{0,33}; g^{n_p} = 2,75^{0,35}$$

$$P_z = 264,6 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{264,6 \times 2,75}{60000} = 0,012 \text{ кВт.}$$

$$N_{шт} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания:

$$N_{шт} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,012$$

12. Определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 5 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{17 \cdot 1,5}{25 \cdot 0,3} = 3,4 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время $T=3,4$ мин.

III. 1. 010. Токарная

2. Переход 5. Снять фаску с поверхности 3.

3. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = t_2 = 1$$

$$i = 1 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу s .

Выбираем $s=0,2$, но корректируя по паспорту станка устанавливаем $s=0,21$ мм/об.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

стр. 12, выбираем $T=30$ мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35 $G_s = 530 \text{ МПа}$ 1К62 без охлаждения $C_v = 92$; $x = 0,25$; $y = 0,33$; $m = 1$;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{G_{\epsilon}} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 1^{0,25} \cdot 0,21^{0,33}} = 4,6 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 4,6}{3,14 \cdot 35} = 41,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n=41,2 \text{ мин}^{-1}$ корректируем по паспортным данным станка и устанавливаем действительное значение n частоты вращения.

По паспорту 1К62 $n=40 \text{ мин}^{-1}$.

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 40}{1000} = 4,39 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания .

Сила резания определяется по формуле (Приложение 2):

$$P_z = C_p \times t^x \times s^y \times g^{n_p} \times K_p$$

$$K_p = K_{mp} \times K_{\varphi p}$$

$$K_{\varphi p} = 1; K_{mp} = \left(\frac{530}{750} \right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \times \left(\frac{530}{750} \right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 1^{0,25}; s = 0,21^{0,33}; g^{n_p} = 4,39^{0,35}$$

$$P_z = 183,6 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{183,6 \times 4,39}{60000} = 0,013 \text{ кВт.}$$

Мощность на шпинделе стана принимается с учётом КПД механических передач станка от электродвигателя до шпинделя, значение которого дано в паспортных данных станка.

$$N_{\text{шп}} = N_{\text{дв}} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{\text{шп}} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,013.$$

12. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot \operatorname{ctg} \varphi$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 1 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{2 \cdot 1}{40 \cdot 0,21} = 0,24 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время $T = 0,24$ мин.

IV. 1. 010. Токарная.

2. На вертикально-сверлильном станке 2Н 135 сверлим сквозное отверстие $\phi 10$ мм на глубину 70 мм.

Материал - сталь Охлаждение - эмульсией. Сверло - спиральное с коническим хвостовиком по ГОСТ 2092-77 из быстрорежущей стали Р18.

3. Выбираем подачу $S = 0,25 - 0,35$. По паспортным данным станка стр. 34 выбираем $S = 0,28$ об/мин.

4. Проверяем принятую подачу по осевой силе, допускаемой прочностью механизма подачи станка

$$P_0 = 9,81 D^{q_p} C_p S^{y_p} K_p, H;$$

$$C_p = 85; D = 10; q_p = 1; S = 0,28^{0,7}; K_p = \left(\frac{G_b}{750}\right)^{n_p} = \left(\frac{750}{750}\right)^{0,75} = 1.$$

$$P_0 = 9,81 \cdot 10 \cdot 85 \cdot 0,28^{0,7} \cdot 1 = 3335,4 H.$$

5. Назначим период стойкости сверла.

Период стойкости сверла (время работы сверла до заточки) выбирается по таблице (табл. 7 стр. 39)

$$T=25 \text{ мин.}$$

6. Расчет скорости резания, допускаемой режущими свойствами сверла

$$v_p = \frac{C_g D^q}{T^m S^y} \cdot K_g, \text{ м / мин.}$$

D – диаметр сверла, мм; $D=10$

$$C_g = 7$$

$$m = 0.2$$

T – стойкость сверла, мин; $T=25$

S – подача, мм/об; $S=0,28$

y_g, q_g - показатели степени; $y_g = 0.7; q_g = 0.4$

K_g - поправочный коэффициент, учитывающий влияние механических свойств обрабатываемого материала.

$$K_g = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{lv}$$

$$K_{mv} = C_M \left(\frac{750}{G_s} \right)^{nv} = 1 \cdot 1 = 1$$

$$K_{uv} = 0,8$$

$$C_M = 1$$

$$K_{lv} = 1$$

$$K_g = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8$$

$$v_p = \frac{7 \cdot 10^{0.4}}{25^{0.2} \cdot 0,28^{0.7}} \cdot 0,8 = 19 \text{ м / мин}$$

7. Определяем частоту вращения шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot v_p}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 19}{3,14 \cdot 10} = 605 \text{ об / мин, где}$$

v - расчетная скорость резания, м/мин;

D - диаметр сверла, мм.

Корректируем частоту вращения шпинделя по паспортным данным станка и найдем n_d , $n_d = 500$ об/мин.

После этого определяем действительную скорость резания:

$$g_q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{1000} = 15,7 \text{ м / мин.}$$

8. Определяем крутящий момент и мощность, затрачиваемую на сверление:

$$M = 0,981 \cdot 10^{-2} C_m \cdot D^q \cdot S^y, H \cdot \text{м};$$

$$C_m = 34$$

$$q_m = 1.9$$

$$y_m = 0.8$$

$$M = 0,981 \cdot 10^{-2} \cdot 34 \cdot 10^{1.9} \cdot 0,28^{0.8} = 9,53 H \cdot \text{м}$$

$$N_{рез} = \frac{M \cdot n_d}{9554} = \frac{9,53 \cdot 500}{9554} = 0,5 \text{ кВт.},$$

Обработка возможна, если $N_{рез} \leq N_{шт}$.

Мощность на шпинделе $N_{шт} = N_{дв} \cdot \eta = 4 \cdot 0,8 = 3,2 \text{ кВт.}$

η - КПД станка

$N_{дв}$ - мощность двигателя станка (паспортные данные).

V. 1. 015. Фрезерная

2. Переход 1. Фрезеровать поверхность 2 и 3 .

3. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 28}{2} = 3,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t = 2 \text{ мм};$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{3,5}{2} = 1,75 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу s .

Выбираем $s = 0,25$ мм/зуб.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

Из Приложения 2, стр. 32, выбираем $T=120$ мин.

7. Определение скорости резания.

$$V = \frac{36 \cdot D^{0,45}}{T^{0,33} \cdot t^{0,3} \cdot S_z^{0,4} \cdot B^{0,1} \cdot z^{0,1}} \cdot K_v, \text{ м/мин};$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}.$$

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{G_e} \right) = \left(\frac{750}{750} \right) = 1.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 1.$$

$$K_v = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8.$$

$$V = \frac{36 \cdot 50^{0,7}}{120^{0,33} \cdot 2^{0,3} \cdot 0,25^{0,4} \cdot 15^{0,1} \cdot 12^{0,1}} \cdot 0,8 = 73 \text{ м/мин.}$$

8. Определение частоты вращения фрезы.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 73}{3,14 \cdot 50} = 465 \text{ об/мин.}$$

По паспорту станка находим $n_\phi = 500$ об/мин.

9. Определяем действительную скорость резания.

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D}{1000} \cdot n_\phi = \frac{3,14 \cdot 50}{1000} = 0,157 \text{ м/мин.}$$

9. Определяем минутную подачу при фрезеровании и скорректируем по паспортным данным.

$$S_M = S_z \cdot z \cdot n_\phi = 0,25 \cdot 12 \cdot 500 = 1500 \text{ мм/мин.}$$

Находим действительную подачу за оборот на зуб.

$$S_{об} = \frac{S_{Mg}}{n_g} = \frac{1500}{500} = 3 \text{ мм/об.}$$

$$S_{zg} = \frac{S_{об}}{z} = \frac{3}{12} = 0,25 \text{ мм/зуб.}$$

10. Определяем окружную силу P_z .

$$P_z = 68 \cdot t^{0,8} \cdot S_z^{0,72} \cdot z \cdot B \cdot D^{-0,83} = 68 \cdot 2^{0,8} \cdot 0,25^{0,72} \cdot 12 \cdot 15 \cdot 50^{-0,83} = 291 \text{ кгс.}$$

11. Определяем крутящий момент M и мощность N при фрезеровании.

$$M = \frac{P_z \cdot D}{2},$$

где М-крутящий момент;

P_z -сила резания в кгс.

$$M = \frac{291 \cdot 35}{2} = 5091 \text{ кгс мм.}$$

$$N = \frac{M \cdot n}{974000} = \frac{5091 \cdot 500}{974000} = 2,6 \text{ кВт.}$$

12. Мощность резания должна быть меньше или равна мощности на шпинделе станка:

$$N \leq N_{\text{шт}} = N_{\text{дв}} \cdot \eta, \text{ где}$$

$N_{\text{дв}}$ - мощность двигателя станка,

η - КПД станка.

$$2,6 \leq N_{\text{шт}} = 7 \cdot 0,75 = 5,25 \text{ кВт}$$

Что удовлетворяет условию.

13. Определение основного технологического времени:

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s};$$

$$y = t \cdot \text{ctg} \varphi$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot \text{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{20 \cdot 1,75}{500 \cdot 0,25} = 0,28 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время $T=0,28$ мин.

4.4 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.

Калибрами называются бесшкальные инструменты, предназначенные для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей. Основное достоинство предельных калибров – простота и достаточно высокая производительность контроля.

Построим схему расположения полей допусков всех калибров и контркалибров для посадки $\phi 40$ по СТ СЭВ 157-75 и подсчитать их исполнительные размеры.

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

$$EI = -80 \text{ мкм}; ES = -142 \text{ мкм}.$$

$$\text{Тогда для вала } D_{\max} = 39.92, D_{\min} = 39.858.$$

Для заданных интервалов размеров по таблице 1 [13] находим (мкм):

$$H = 5; H_1 = 8; Z_1, Z = 13; H_p = 3; y, y_1 = 0.$$

С помощью схем расположения полей допусков калибров-скоб (таблица 2 [13]) вычисляем следующие величины:

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы:

$$Pr_{\min} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 39.92 - 0.013 - \frac{0.008}{2} = 39.903 \text{ ,мм}$$

2. Минимальный размер непроходного калибра-скобы:

$$HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2} = 39.858 - \frac{0.008}{2} = 39.854 \text{ ,мм}$$

Используя таблицу 2 [13], можно вычислить предельные размеры контркалибров к скобам.

$$1. K - PP_{\max} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 - 0.013 + 0.0015 = 39.9085 \text{ ,м}$$

$$2. K - I_{\max} = D_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 + 0 + 0.0015 = 39.9215 \text{ ,м}$$

$$3. K - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2} = 39.858 + 0.0015 = 39.85 \text{ , мм}.$$

5 РАЗРАБОТКА ВОПРОСОВ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

5.1 Общие требования

Все организации и должностные лица несут ответственность за то, чтобы каждый специалист своевременно получал информацию о приемах безопасной работы на своем участке, а также знал требования техники безопасности и умел оказать первую медицинскую помощь. Неисполнение этого требования трудового законодательства является нарушением, за которое организация и уполномоченные лица могут быть привлечены к административной ответственности по статье 5.27.1 КоАП РФ.

Так, за если работодатель пропустит установленный для очередного инструктирования работников срок и допустит таких лиц к работе, могут быть назначены штрафы:

- должностному лицу, ответственному за обучение персонала, — в размере от 20 до 30 тысяч рублей;
- индивидуальному предпринимателю — в размере от 20 до 30 тысяч рублей;
- организации — от 130 до 150 тысяч рублей.

Если в результате этих нарушений на предприятии произошел несчастный случай, ответственные лица могут быть привлечены к уголовной и гражданско-правовой ответственности. За тяжкий вред здоровью либо смерть работника в результате допуска неподготовленного сотрудника к работе должностное лицо по статье 143 УК РФ может получить штраф в размере до 400 тысяч рублей, а также быть осуждено на принудительные, исправительные или обязательные работы или даже лишение свободы, в зависимости от тяжести и квалификации преступления. В таких ситуациях виновное лицо всегда лишают права занимать определенные должности или заниматься определенной деятельностью. Кроме того, ему придется

возмещать ущерб, причиненный самому пострадавшему или его родственникам.

Проведение технических работ по обслуживанию и ремонту автомобильной техники регламентируют собственные правила охраны труда. Во время выполнения своих обязанностей слесарь-механик может использовать не только подручный инструмент, но и сложные технические изделия и электроинструмент. Плюс некоторые виды работ должны выполняться с определенным порядком действий для сохранения жизни и здоровья работника. Поэтому, согласно ТБ, предусматривается отдельная инструкция по охране труда для механика.

Требования к должности механика.

Прежде чем допускать рабочего к выполнению своих обязанностей, нужно убедиться, что учтены требования к образованию механика, и человек знает технику безопасности автослесаря, как правильно эксплуатировать оборудование и как работают те или иные узлы. По сути это человек-универсал, который должен одинаково хорошо разбираться в механических, электрических, пневматических и гидравлических системах, так как в зависимости от типа производства должностные обязанности будут сопряжены с большинством этих процессов.

Должностные обязанности механика.

Только после того как руководство предприятия убедилось в соответствии кандидата требованиям к механику, можно издавать приказ о назначении механика на соответствующую образованию должность. Решение задач, с которыми предстоит столкнуться специалисту, в большей степени зависят от предприятия, на котором ему предстоит работать. К сведению! Механики могут выполнять функции автомеханика, электромонтера, ремонтника, электрооборудование, торговое холодильное оборудование или быть задействованными в строительной сфере. В любом случае организация, заключающая с таким рабочим договор, должна обеспечить ему полный комплект спецодежды и средств индивидуальной защиты, предоставить

табель ведения работ, рабочее место, где будет возможность ведения документации и, конечно, полный комплект исправного инструмента. Если инструмент проходит техническое обслуживание, то оно должно проводиться в точно обозначенные сроки. Также в обязанности руководства входит своевременное проведение инструктажей, регламентированных ОТ предприятия. Типовая инструкция по охране труда для механика Инструкции по ОТ для механиков имеет общие черты для всех рабочих специальностей, но при этом есть свои нюансы, так как специалистам приходится выполнять ряд смежных действий, которые часто не относятся к их прямым обязанностям. Инструкция по охране труда для слесаря-ремонтника Кроме основных положений, инструкции ОТ включают правила безопасности перед, во время и по окончании проведения работ. Также регламентируют порядок действий при возникновении аварийных ситуаций. Общие требования безопасности Общие положения должностной инструкции для механиков показаны абсолютно всем работникам, имеющим дело со сложными механическими установками. И не важно, где они осуществляются: в цеху, гараже, аквапарке или типовом хозяйстве. Допуск к работе возможен только совершеннолетних лиц, имеющих профильное образование и прошедших инструктаж. Должны быть обозначены вредные производственные факторы, с которыми придется столкнуться рабочему. Запрещаются распитие спиртных напитков, работа без спецодежды и СИЗ. Для курения должно быть отведено соответствующее ПБ место. Важно! Если над специалистом стоит главный механик, тот не имеет права покидать рабочее место без его ведома. Если водитель-слесарь, должностная инструкция которого подразумевает выполнение данных требований, будет их игнорировать, ОТ подразумевает административные взыскания. Требования безопасности перед началом работы Ответственная подготовка к работе не раз спасала жизни, поэтому существует небольшой список действий, которые должны соблюдать не только механики, но и остальные: проверить СИЗ и рабочее место на наличие повреждений и неисправностей (проверить заземление, отсутствие трещин, оголенных

проводов, предохранителей, блокировок и пр.); получить конкретные задания на текущую смену у непосредственного руководителя; установить ограждения на рабочем участке, если того требует ситуация; провести испытания оборудования. Конечно, если рабочее место или оборудование имеет неисправности, начинать работу запрещается, также об этом должно быть доложено начальству. Требования безопасности во время работы Во время работы нужно использовать рабочий инструмент строго по инструкции, без самодельности. Проверять исправность инструмента следует все время пока осуществляются работы. Запрещается работать без защитных кожухов, отключенных блокировщиков и пр. Собственно, во время работы, главное, выполнять все требования техники безопасности и должностной инструкции. Слесарь-механик должен уметь правильно пользоваться инструментом Требования безопасности в аварийных ситуациях При возникновении аварийной ситуации работник обязан по возможности обесточить оборудование. Если кто-то пострадал, он должен вызвать скорую помощь, оказать первую помощь и известить начальство. Если произошло возгорание, объявить пожарную тревогу, принять меры по ликвидации огня и оповестить начальство. Обратите внимание! При возникновении аварии или НС механик обязан принять меры по нейтрализации ущерба в соответствии с внутренним инструктажем производства. Требования безопасности по окончании работы По окончании ведения работ, то есть не окончания рабочего дня, а именно завершения конкретного ремонта узла, операции и пр. работник должен собрать весь инструмент и положить на свое место, а также собрать или засыпать песком разлитые горючие жидкости. В общем, привести рабочее место в надлежащий вид. По окончании смены необходимо обесточить весь инструмент и оборудование. При порче инструмента во время работы или наличия каких-либо неисправностей сотрудник должен сообщить об этом начальнику. Только после этого вымыть руки и покинуть рабочее место. Техника безопасности при техническом обслуживании и ремонте автомобилей Ключевыми обязанностями механика являются ремонт и обслуживание

автомобиля. Техника безопасности в этом плане регламентируется инструкцией по охране труда для слесаря по ремонту автомобилей. Инструкция по охране труда для водителя погрузчика Документация механика по автотранспорту должна разрабатываться старшим механиком или инженером на каждом предприятии либо заимствоваться у производителя обслуживаемой техники. Важно! Главное, что включает в себя ТБ при ремонте автомобильной техники, это использование проверенных подъемных механизмов, соблюдение правил работы с электроприборами и осуществление технологической карты работ. Особенности ТБ для механика-слесаря Как уже говорилось раньше, механик-слесарь — это человек-универсал. По роду обязанностей часто возникает необходимость решения нестандартных задач. При этом приходится использовать сложное оборудование, в том числе электроинструмент. В любом случае работник обязан не нарушать технологию эксплуатации инструмента, а также учитывать особенности обстановки, где выполняется работа, чтобы не нанести своими действиями ущерб не только своему, но и здоровью окружающих, не говоря уже об ущербе предприятию.

Особенности ТБ для электромеханика Должностная инструкция электромеханика СЦБ обязывает работника не только своевременно устранять неполадки, но также оперативно производить ремонт вышедших из строя узлов без весомого ущерба графику движения поездов. Часто в таких непредвиденных поломках присутствует спешка, из-за чего под колесами поезда погибло немало работников ЖД. Поэтому электромеханику важно, в первую очередь, соблюдать технику безопасности нахождения на железной дороге, ну и, конечно, не забывать о правилах квалификационной работы с электрическим током. Пример нарушения ТБ электромехаником СЦБ: нельзя работать спиной к железнодорожному полотну

Инструкция по охране труда для главного механика Главный механик — это человек, у которого в подчинении находится несколько работников. Его задача, помимо проверки квалификации работников и назначения на выполнение определенных работ, является постоянный контроль состояния и качества инструмента,

выдаваемого на бригаду, отстранения от работы людей, находящихся в нетрезвом состоянии, своевременное обеспечение бригады инструментом, спецодеждой, СИЗ, проведение инструктажа и пр. Инструкция механика по выпуску автомобилей на линию Инструкция механика по выпуску автомобилей на линию регламентирует обязанности по осуществлению постоянного контроля за исправностью подвижного состава, таксопарка и пр. Перед выпуском машины на линию механик проверяет исправность всех узлов. Также осуществляется контроль за эксплуатацией автомобиля. Если недобросовестный водитель халатно относится к вверенному ему ТС, механик обязан сообщить об этом начальству. После проверки ТС на пригодность к выходу на маршрут механик составляет приказ.

5.2 Физическая культура на производстве

Ряд видов труда требует специальной физической подготовленности, которая может быть обеспечена только специфическими средствами и методами физической подготовки.

Непосредственно в рамках трудового процесса физическая культура представлена главным образом производственной гимнастикой, которая в основном имеет три формы: вводная гимнастика, физкультурные паузы и физкультминуты.

Вводная гимнастика - организованное, систематическое выполнение специально подобранных физических упражнений перед началом работы с целью быстрее вработывания. Физкультурная пауза - выполнение физических упражнений в период рабочей смены с целью достижения срочного адаптивного отдыха. Физкультминуты - представляют собой кратковременные перерывы в работе от 1 до 3 мин, когда выполняются 2-3 физических упражнения.

6. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Охрана окружающей среды осуществляется согласно федеральному закону «Об охране окружающей среды» от 10 января 2002 года №7-ФЗ.

Охраной окружающей среды называется комплекс мероприятия по недопущению и предотвращению, а также устранению последствий загрязнения. Охрана окружающей среды - это комплексная проблема, требующая огромных финансовых затрат и специалистов.

Антропогенные источники загрязнения многообразны и различны по структуре загрязнения. В настоящее время насчитывается более 300 видов вредных веществ, загрязняющих атмосферу, и их количество постоянно растёт с ростом промышленного производства и потребностей человека.

Воздух имеет следующий состав: азот 78,8%; кислород 20,95%; инертные газы 0,93%; углекислый газ 0,03%; прочие газы 0,01%. Наличие вредных примесей отрицательно сказывается на самочувствии человека.

Во время обкатки и испытания двигателя на стенде в воздух попадает небольшое количество отработавших газов и пыли, что влияет, как на состояние человека, так и на окружающую среду, попадая в неё через сточные воды. На территории предприятия образуются сточные воды трёх видов: бытовые, поверхностные и производственные.

Основные вредные и опасные производственные факторы на СТО

Вредные и опасные производственные факторы на СТО подразделяются на следующие группы:

- физические;
- химические;
- биологические;
- психофизиологические.

Они в свою очередь подразделяются на:

- повышенный уровень ионизирующих излучений в рабочей зоне;
- повышенный уровень электромагнитных излучений;

- повышенная напряжённость электрического поля;
- повышенная напряжённость магнитного поля;
- повышенная яркость света;
- повышенный уровень ультрафиолетовой радиации;
- повышенный уровень инфракрасной радиации.

7 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

Стоимость конструкторской разработки $C_{кр}$ равна [19]:

$$K_B = Z_M + Z_{\partial} + Z_{no} + Z_{эл} + Z_{накл}, \quad (7.1)$$

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

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

Z_{no} – 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 7.1.

Таблица 7.1 - Затраты на покупку материалов

Материал	Вес, кг.	Цена за 1 кг, руб.	Сумма, руб.
Ст. 3 ГОСТ 380-94	4,0	200	800
Итого			800

Затраты на приобретение готовых деталей определяются так же по справочным материалам и заносятся в таблицу 7.2.

Таблица 7.2 - Затраты на приобретение готовых деталей

Показатели	Цена, руб.	Количество	Стоимость, руб.
1. Поршневой палец	500	8	40000
2. Шатун	1000	8	8000
3. Всего	-	-	12000

Затраты на покупные изделия составят 12800 руб.

Оплата труда по видам работ определяется по формуле

$$Z_{ni} = C_{чи} \cdot T_{pi}, \quad (7.2)$$

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

T_{pi} – время работы рабочего, ч.

Заработная плата с начислениями определяется из выражения

$$З_{noi} = З_{ni} + З_{ni} K_{omn} + З_{ni} K_{om} \quad (7.3)$$

где K_{omn} – отчисления на оплату отпусков от основной заработной платы;

K_{om} – сумма отчислений на различные социальные нужды, принимаем 30 % от основной заработной платы.

На токарных работах:

$$З_{n1} = 40 \cdot 3,5 = 140 \text{ руб.},$$

$$З_{no1} = 140 + 140 \cdot \frac{8,42}{100} + 140 \cdot \frac{30}{100} = 199,4 \text{ руб.}$$

На сварочных работах:

$$З_{n2} = 45 \cdot 1 = 45 \text{ руб.},$$

$$З_{no1} = 45 + 45 \cdot \frac{8,42}{100} + 45 \cdot \frac{30}{100} = 64,1 \text{ руб.}$$

На сверлильных работах:

$$З_{n3} = 40 \cdot 2,3 = 92 \text{ руб.},$$

$$З_{no1} = 92 + 92 \cdot \frac{8,42}{100} + 92 \cdot \frac{30}{100} = 131 \text{ руб.}$$

Суммарная заработная плата с начислениями:

$$З_{no} = З_{no1} + З_{no2} + З_{no3}, \quad (7.4)$$

$$З_{no} = 199,4 + 64,1 + 131 = 394,5 \text{ руб.}$$

Затраты на электроэнергию определяются:

$$З_{эл} = P_{эл} \cdot C_{эл}, \quad (7.5)$$

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

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

$$З_{эл} = 43 \cdot 4,86 = 209 \text{ руб.}$$

Накладные расходы определяем по формуле

$$З_{\text{нак}} = З_{\text{по}} \frac{K_{\text{нр}}}{100}, \quad (7.6)$$

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

$$З_{\text{нак}} = 394,5 \frac{40}{100} = 157,8 \text{ руб.}$$

$$K_B = 494 + 12800 + 394,5 + 209 + 157,8 = 14055,3 \text{ руб.}$$

Согласно ранее проведенным исследования, известно, что эксплуатация ДВС на повышенной степени сжатия при неполной нагрузке сопровождается снижением расхода топлива до 10 % [15]. На основании этого рассчитаем годовую экономию топлива.

Среднегодовой пробег автомобиля составляет 30000 км.

$$P_{T_6} = \frac{30000}{100} \cdot 22 = 6600 \text{ л.}$$

$$P_{T_M} = \frac{30000}{100} \cdot 24 = 7200 \text{ л.}$$

При стоимости дизельного топлива 30 руб./л, годовая потребность денежных средств до и после модернизации составляет:

$$C_{T_6} = 6600 \cdot 22 = 198000 \text{ руб.}$$

$$C_{T_M} = 7200 \cdot 22 = 216000 \text{ руб.}$$

Годовая экономия составит [19]

$$\mathcal{E}_e = C_{T_M} - C_{T_6} \quad (7.7)$$

$$\mathcal{E}_e = 216000 - 198000 = 18000 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости капитальных вложений, лет:

$$T = \frac{K_B}{\mathcal{E}_e}, \quad (7.8)$$

где K_B - сумма дополнительных капиталовложений.

$$T = \frac{13561,3}{18000} = 0,75 \text{ года.}$$

Результаты экономического расчета приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 - Технико-экономические показатели проекта

Показатели	Вариант		Разница , ±
	базовый	проектный	
Дополнительные капиталовложения, руб.	-	13561,3	-
Расход топлива, л/100 км.	24	22	-2
Стоимость топлива на 30000 км пробега, руб.	198000	216000	-18000
Годовой экономический эффект, руб.	-	18000	-
Срок окупаемости, лет	-	0,75	-

Использование механизма регулирования рабочего объема двигателя позволяет снизить расход топлива с 24 л до 22 л на 100 км пробега и получить годовой экономический эффект в размере 18000 на один автомобиль при сроке окупаемости дополнительных капиталовложений 0,75 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты расчетов показывают, что внедрение проектируемой машины целесообразно так, как дополнительные затраты на модернизацию ее окупаются за счет снижения удельных эксплуатационных затрат за срок меньший нормативного.

Предлагаемая в ВКР конструкция позволит получить годовой экономический эффект более 18 тыс. руб.

Капитальные вложения окупятся менее за 0,75 года.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аринин И.Н. и др. Техническая эксплуатация автомобилей. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 314 с.
2. Багажов В. В. Силовая механическая передача специального самоходного подвижного состава. М.: Маршрут, 2006 – 52 с.
3. Болотов А.К., Лопарев А.А., Судницын В.И. Конструкция ТиА. - М.: КолосС, 2006 г. -352.
4. Богатырев А.В. Автомобили. М.: КолосС. 2005 г. – 496 с.
5. Вахламов В.К. Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя. М.Академия, 2003.
6. Вахламов В.К. Подвижной состав автомобильного транспорта. М.Академия, 2003.
7. Данов Б.А. Системы управления зажигания автомобильных двигателей. – М.: Горячая линия – Телеком, 2005. -184 с.
8. Ерохов В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей. – М.: Транспорт, 2002. -174 с.
9. Ефремова О.С. Охрана труда от «А до Я». – М.: Издательство «Альфа-Пресс», 2009 – 576 с.
- 10.Зотов Б.И., Курдюмов В.И. «Безопасность жизнедеятельности на производстве». М.:КолосС, 2003 г.
- 11.Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник для ВУЗов. – М.: Высшая школа, 2008 – 408 с.
15. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А. С, М.: Машиностроение, 2001.-с. 184.
16. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. 4-е издание. Под. общ. ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова,- М.: Машиностроение, 2000.-е. 253-260.
17. Демидов В. П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В. П.

Демидов.- М.: Машиностроение. 1998.- 136 с.

18. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя / Л. В. Корчемный.-М.: Машиностроение, 1981.- 160 с.

19. Власов Н.С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники. -М.: Колос, 2004.-399с.

СПЕЦИФИКАЦИИ

ПРИЛОЖЕНИЯ