

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт: факультет «Автотракторный»
Кафедра «Колесные и гусеничные машины»
Специальность 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
_____ / В.Н. Бондарь /
_____ 2017 г.

Конструктивные мероприятия по переводу дизеля ЯМЗ-240 на газовое топливо для установки
на наземные транспортные средства
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–23.03.02.394.ПЗ ВКР

Руководитель проекта
доцент, канд. техн. наук
В.А. Козьминых

_____ 2017 г.

Автор работы
студент группы П-404
Б.Р. Халитов

_____ 2017 г.

Нормоконтролер
доцент, канд. техн. наук
В.И. Дуюн

_____ 2017 г.

АННОТАЦИЯ

Халитов Б.Р. «Конструктивные мероприятия по переводу дизеля ЯМЗ-240 на газовое топливо для установки на наземные транспортные средства» – Челябинск: ЮУрГУ. Кафедра «КГМ» 2017 г.

Пояснительная записка – 62 стр., рисунков – 7, библиогр. список – 16, чертежей, плакатов и схем формата А1 – 8.

Целью данной выпускной квалификационной работы является перевод работы двигателя ЯМЗ на газовое топливо. Разработанное техническое решение может улучшить его экономические и экологические показатели.

В выпускной квалификационной работе произведены следующие расчеты: расчёт камеры сгорания, тепловой расчет, экономический расчёт проектируемого и базового двигателя.

					23.03.02.2017.394 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Перевод дизеля ЯМЗ-240 на газовое топливо	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Халитов Б.Р.					3	62
Провер.		Козьминых В.А.						
Н. Контр.		Дзюн В.И.						
Утверд.		Бондарь В.Н.						
						ЮУрГУ Кафедра «КГМ»		

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА	9
2 РАСЧЁТНО – ПРОЕКТНАЯ ЧАСТЬ	15
3 КОНСТРУКТОРСКО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	37
4 МЕРЫ ПО ОХРАНЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ	54
5 ОРГАНИЗАЦИОННО – ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	56
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	60
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	62

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		6

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время широко распространены газобаллонные автомобили, работающие на сжиженном нефтяном газе (СНГ). Этот газ получают при переработке нефти как побочный продукт. Он составляет 2 – 3 % от выхода основной продукции. Этого вполне достаточно для удовлетворения практически всех потребностей, включая потребности парка автомобилей. Реальным заменителем традиционного жидкого моторного топлива стал сжатый природный газ (СПГ). Большие запасы природного газа, высокие темпы его добычи и создание развитой сети магистральных газопроводов открывают широкие возможности для повсеместного использования СПГ в качестве моторного топлива.

Современный парк газобаллонных автомобилей представлен преимущественно грузовыми автомобилями ЗИЛ и ГАЗ, работающими на СПГ и СНГ. Для расширения применения СПГ на большегрузных автомобилях разработаны и освоены промышленностью газодизельные автомобили КамАЗ – 53208, КамАЗ – 53218 и др.

Автомобили переводят на СПГ не только путём производства новых газобаллонных автомобилей, но и путём переоборудования бензиновых автомобилей, находящихся в эксплуатации, в газобаллонные. Автомобили переоборудуют на предприятиях автомобильного транспорта.

Современный уровень науки и техники автомобильного транспорта ставит перед высшей школой большие и сложные задачи в деле подготовки специалистов, связанных с эксплуатацией автомобилей.

Увеличивающиеся масштабы применения газообразного топлива на автомобильном транспорте выдвинули проблему подготовке студентов в области эксплуатации газобаллонных автомобилей.

Для ускорения решения этих задач на учебной базе создаются лаборатории по изучению конструктивных особенностей их эксплуатации. В лабораториях

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

рии используются стенды для испытания двигателей, работающих на газообразном топливе.

Использование выпускной работы в учебных целях заключается в разработке газового оборудования для двигателя ЯМЗ, мероприятий по переоборудованию, и других мероприятий, связанных с эксплуатацией газобаллонного автомобиля.

Проведение этой работы позволяет студенту ознакомиться с процессами, связанными с переводом двигателя на сжатый природный газ.

Совсем недавно была решена задача перевода дизельного двигателя на газовое топливо. Так в Московском автодорожном институте (МАДИ) разработан и реализован в макетном образце способ перевода дизельного двигателя КамАЗ – 740 в газовый двигатель. Были получены следующие показатели: оптимальный МПа, индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) $\eta_i = 0,45$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,15$, индикаторное давление цикла $p_i = 0,89$ выбросы окиси азота при работе двигателя 10,5 г/кВт. Таким образом индикаторный КПД оказывается ниже на 5% перед дизелем.

У газобаллонных автомобилей по сравнению с двигателями, использующими жидкое моторное топливо, на 40 – 50 % увеличены межремонтные пробеги и ресурсный пробег до капитального ремонта, в 2 – 2,5 раза увеличивается пробег между сменами масла в двигателе, значительно снижены выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Эти данные подтверждены исследовательскими работами, проведенными в прошлом институтами НАМИ и НИИГлавмосавтотрансом.

Следует отметить, что применение газобаллонных автомобилей рационально в районах, занимающихся добычей природного газа или в районах, активно его использующих.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		8

1 ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

1.1 Обзор проблемы использования сжатого природного газа автомобилями

Важное экономическое значение имеет перевод автомобильного транспорта на газовое топливо. Это высвобождает ресурсы жидкого топлива и снижает загрязнение воздушного бассейна. Материальные затраты на топливо в сфере эксплуатации автомобилей на дизельном топливе составляет 25 –30 % себестоимости перевозок, а с газовыми двигателями – лишь 10 – 15 %. Это говорит о возможности значительного снижения затрат на перевозки при широком использовании газового топлива на автомобильном транспорте.

Газ имеет значительное преимущество перед жидкими видами топлива по удельным затратам труда, капиталовложениям и потребительской стоимости. В таблице 1.1 приведены данные о стоимости дизельного топлива и природного газа, затратах на транспортирование.

Таблица 1.1 – Стоимость различного топлива

Показатели	Дизельное топливо	Природный газ
Отпускная цена :		
руб / л	8,50	–
руб / м ³	–	4,2
Стоимость транспортирования на 1000 км :		
руб / кг	1,2	–
руб / м ³	–	0

Использование газов в качестве автомобильного топлива имеет ряд преимуществ. При работе двигателя на газе происходит более совершенное смесеобразование. Это объясняется тем, что газ и воздух поступают в смеситель в одинаковом агрегатном состоянии. Полученная однородная горючая смесь сго-

рая в цилиндрах двигателя, позволяет более полно использовать теплоту топлива и получать минимальное количество токсичных веществ. Кроме того, газообразное топливо, имеющее более широкие пределы воспламенения, даёт возможность получать бедные смеси с $\alpha = 1,5 - 1,7$.

При работе двигателя на полной нагрузке (рисунок. 1.1, кривая 1) определяющим фактором является максимальная мощность, для получения которой требуются богатые смеси с $\alpha = 0,9 - 1,0$. При частичных нагрузках (рис. 1.1, кривая 2) для снижения токсичности и улучшения топливной экономичности требуются бедные смеси с $\alpha = 1,2 - 1,3$.

К основным преимуществам газовых двигателей относят более высокую детонационную стойкость их. Октановое число СПГ составляет 102 –110 единиц. Это позволяет применить в газовых двигателях более высокие степени сжатия, на 23 – 25 % выше по сравнению с бензиновыми двигателями.

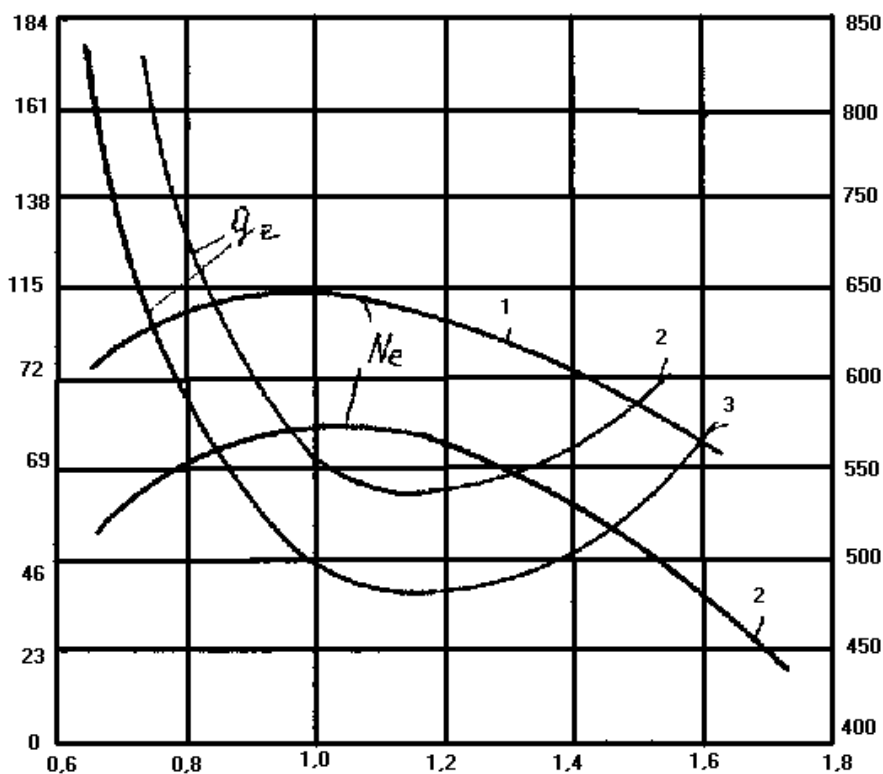


Рисунок 1.1 – Регулировочные характеристики двигателя при работе на газе ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) 1 – полная нагрузка, 2 – частичная нагрузка

Высокая детонационная стойкость газового топлива позволяет использовать его в газодизельных двигателях при неизменной степени сжатия. Это обеспечивает практически неизменные тягово – скоростные качества автомобилей дизельных и газодизельных с использованием СПГ.

В настоящее время разрабатывается новое перспективное направление использования газового топлива, а именно конвертация уже созданных дизельных двигателей в двигатели, работающие только на газовом топливе. В частности специалисты МАДИ разработали и реализовали на макетном образце способ перевода дизельного двигателя КамАЗ – 740 в газовый двигатель. В нём применены внешнее смесеобразование, искровое зажигание, количественное регулирование подачи газозвушной смеси.

Применение сжиженного нефтяного и сжатого природного газов в качестве моторного топлива позволяет существенно снизить токсичность отработавших газов (ОГ) по основным контролируемым параметрам: окиси углерода (СО) в 3 – 4 раза, окислов азота (NO_x) в 1.2 – 2.0, углеводородам (СН) в 1.2 – 1.4 раза. Необходимым условием снижения токсичности ОГ газовых двигателей является правильная регулировка функционирование системы подачи газового топлива. Дымность ОГ газодизелей в режиме свободного ускорения при работе на газодизельной смеси в 2 – 4 раза ниже, чем при работе на дизельном топливе.

В зависимости от режима работы газового двигателя снижение шума по сравнению с дизельным двигателем составляет 8 – 9 дБ. Это имеет большое социальное значение в условиях интенсивного городского движения.

К преимуществам относится также и относительно невысокую его стоимость. Цена СПГ почти в два раза ниже отпускной стоимости дизельного топлива.

Кроме того, увеличивается межремонтный пробег двигателей, работающих на газе, в 1.5 раза, так как он работает в более благоприятных условиях. Газовое топливо не смывает масляную плёнку со стенок цилиндра. Это улучшает условия смазки трущейся пары гильза – верхнее поршневое кольцо. Одновре-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		11

менно с этим газом топливо практически не даёт лаковых отложений нагарообразования в цилиндрах и системе питания. Отсутствие разжижения масла и уменьшения его загрязнения позволяют в условиях эксплуатации увеличить в 1.5 – 2.0 раза интервалы смены моторного масла, масляных фильтров, а также реже проводить по этой причине регулировки элементов и систем двигателя. Расход моторного масла в эксплуатации уменьшается на 10 – 20 % по сравнению с дизельными двигателями.

Наряду с положительными качествами перевод автомобилей на СПГ в качестве моторного топлива связан с рядом недостатков.

Газовый баллон находится под давлением. Это требует соблюдения более строгих мер безопасности в эксплуатации газобаллонных автомобилей. Недостаточно высокая надёжность газовой аппаратуры по сравнению с дизельной системой питания требует более сложных конструктивных и технологических решений. Это сопровождается более высокой стоимостью газовой аппаратуры, составляющей 5 – 7 % от общей стоимости автомобиля. Из-за увеличения стоимости газобаллонного оборудования и его монтажа на автомобиле амортизационные отчисления возрастают на 11 – 12 %.

Металлоёмкость газобаллонных автомобилей при использовании СПГ увеличивается на 400 – 950 кг. В зависимости от числа и массы газовых баллонов высокого давления грузоподъёмность автомобилей снижается на 5 – 20 %.

Более высокой квалификации обслуживающего персонала требуют техническое обслуживание и текущий ремонт (ТО и ТР) газобаллонных автомобилей. Трудоёмкость ТО и ТР при использовании СПГ увеличивается на 2 – 10 %. Недостаточная приспособленность газовой аппаратуры к её контролю и проведению диагностических работ сопровождается увеличением материальных затрат на ТО и ТР газобаллонной аппаратуры до 15 %.

Газобаллонные автомобили наиболее эффективны на внутригородских и пригородных маршрутах.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		12

Для поддержания надёжности газобаллонных автомобилей на необходимом уровне повышают капитальные единовременные вложения в производственно – техническую базу автотранспортного предприятия на 4 – 5%.

По пусковым качествам при температуре окружающего воздуха не ниже минус 50С газовые двигатели не отличаются от дизельных. При более низких температурах пуск холодного двигателя вызывает затруднения.

Таким образом, использование газового топлива – это, во-первых, наиболее радикальный способ экономии жидкого топлива.

Во-вторых, по сравнению с применением жидких видов топлив, гораздо более экологичен по совокупности компонентов отработавших газов.

Экономическая эффективность от применения СПГ в значительной степени зависит от наличия развития сети АГНКС, региональных условий эксплуатации, условий выполнения транспортной работы и характера перевозимых грузов.

1.2 Цели и задачи выпускной работы

Современный уровень науки и техники автомобильного транспорта ставит перед высшей школой большие и сложные задачи в деле подготовки специалистов, связанных с эксплуатацией автомобилей.

Увеличивающиеся масштабы применения газообразного топлива на автомобильном транспорте выдвинули проблему подготовке студентов в области эксплуатации газобаллонных автомобилей.

Для ускорения решения этих задач на учебной базе создаются лаборатории по изучению конструктивных особенностей их эксплуатации. В лаборатории используются стенды для испытания двигателей, работающих на газообразном топливе.

Вывод: Использование выпускной работы в учебных целях заключается в разработке газового оборудования для двигателя ЯМЗ, мероприятий по пере-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		13

оборудованию, и других мероприятий, связанных с эксплуатацией газобаллонного автомобиля.

Проведение этой работы позволяет студенту ознакомиться с процессами, связанными с переводом двигателя на сжатый природный газ.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		14

2 РАСЧЁТНО – ПРОЕКТНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Тепловой расчет двигателя

2.1.1 Исходные данные

В качестве прототипа выбран двигатель ЯМЗ – 240. Его основные параметры и характеристики принимаются в расчётах следующими:

- эффективная мощность $N_e=176,5$ кВт (240 л.с.) при частоте вращения коленчатого вала $n_N=2100$ мин⁻¹;
- число цилиндров $i = 8$;
- тактность $\tau = 4$;
- степень сжатия после конструктивной доработки $\epsilon = 12$;
- двигатель имеет V – образное расположение цилиндров;
- диаметр цилиндра $D_c = 130$ мм;
- ход поршня $S_n = 140$ мм.

Тепловой расчёт проводим для номинального режима работы двигателя, т.е. при оборотах коленчатого вала $n = 2100$ об⁻¹.

2.1.2 Топливо

После конвертации двигателя ЯМЗ в качестве топлива будет использоваться природный газ. Средний элементарный состав природного газа приведён в таблице 2.1. Находим низшую теплоту сгорания 1 м³ природного газа;

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		15

Таблица 2.1 – Средний элементарный состав природного газа

Содержание, м ³								
Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Тяжёлые Угле-во- дороды СН	Водо- род H ₂	Окись угле- рода СО	Угле- кислый газ СО ₂	Азот N ₂
0,90	0,0296	0,0017	0,0055	0,0042	0,0028		0,0047	0,0515

$$H'_{и} = 12,8 \cdot CO + 10,8 \cdot H_2 + 35,7 \cdot CH_4 + 56,0 \cdot C_2 H_6 + 90,9 \cdot C_3 H_8 + 119,7 \cdot C_4 H_{10} + 146,2 \cdot C_5 H_{12} \quad (2.1),$$

где 12,8; 10,8; 35,7 и др. – низшие теплоты сгорания соответствующих углеводородов, МДж / м³;

CO, H₂, CH₄ и др. – объёмное содержание соответствующих углеводородов, м³ / л³.

$$\begin{aligned} H'_{и} &= 12,8 \cdot 0,0014 + 10,8 \cdot 0,0014 + 35,7 \cdot 0,9 + 63,6 \cdot 0,0296 + 90,9 \\ &\cdot 0,0017 + 119,7 \cdot 0,0055 + 146,2 \cdot 0,0042 \\ &= 35,46 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3} \quad (2.2). \end{aligned}$$

2.1.3 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ топлива:

$$L_0 = \left(\frac{1}{0,208} \right) \cdot \Sigma \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r,$$

где 0,208 – объёмное содержание кислорода в 1 кмоль – воздуха;

C_nH_mO_r – соответствующий углеводород из таблицы 2.1

$$L_0 = 1/0,208 \cdot [(1+4/4) \cdot 0,9 + (2+6/4) \cdot 0,0296 + (3+8/4) \cdot 0,0017 + (4+10/4) \cdot 0,0055 + 2/4 \cdot 0,0014 + (1 - 1/2) \cdot 0,0014 + (5+12/4) \cdot 0,0042] = 9,53 \text{ м}^3 \text{ воздуха / м}^3 \text{ топлива.}$$

Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³ природного газа:

$$l_0 = \mu_B \cdot L_0,$$

где μ_B – масса 1 м³ воздуха, $\mu_B = 1,293$ кг/м³.

$$l_0 = 1,293 \cdot 9,53 = 12,32 \text{ кг/ м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха принимаем согласно [16] равным $\alpha = 1,15$.

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,15 \cdot 9,53 = 10,96 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

углекислого газа:

$$M_{CO_2} = \sum n \cdot (C_n H_m O_r)$$

$$M_{CO_2} = 1 \cdot CH_4 + 2 \cdot C_2 H_6 + 3 \cdot C_3 H_8 + 4 \cdot C_4 H_{10} + 5 \cdot C_5 H_{12} + 1 \cdot CO + 1 \cdot CO_2 = 1 \cdot 0,9 + 2 \cdot 0,0296 + 3 \cdot 0,0017 + 4 \cdot 0,0055 + 5 \cdot 0,0042 + 1 \cdot 0,0014 + 1 \cdot 0,0047 = 1,013 \text{ м}^3 CO_2 / \text{м}^3 \text{ природного газа,}$$

– водяного пара: $M_{H_2O} = \sum m/2(C_n H_m O_r)$

$$M_{H_2O} = 4/2 \cdot CH_4 + 6/2 \cdot C_2 H_6 + 8/2 \cdot C_3 H_8 + 10/2 \cdot C_4 H_{10} + 12/2 \cdot C_5 H_{12} + 2/2 \cdot H_2 = 2 \cdot 0,9 + 3 \cdot 0,0296 + 4 \cdot 0,0017 + 5 \cdot 0,0055 + 6 \cdot 0,0042 + 1 \cdot 0,0014 = 1,95 \text{ м}^3 H_2O / \text{м}^3 \text{ природного газа,}$$

– кислорода: $M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (1,15 - 1) \cdot 9,53 = 0,297 \text{ м}^3 O_2 / \text{м}^3 \text{ природного газа,}$$

– азота: $M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2$,

где N_2 – объёмное содержание азота в 1 м³ природного газа, $N_2 = 0,0515$ м³ N₂/ м³ природного газа.

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,15 \cdot 9,53 + 0,0515 = 8,734 \text{ м}^3 N_2 / \text{м}^3 \text{ природного газа.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 1,013 + 1,95 + 0,297 + 8,734 = 11,994 \text{ м}^3 \text{ пр.сг.} / \text{м}^3 \text{ топл.}$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		17

Осуществим проверку полученного результата:

$$M2 = 1 + \alpha \cdot L0 - [0,5 \cdot (CO + H2O) + \Sigma(1 - m/4) \cdot CnHm] = 1 + 1,15 \cdot 9,53 - [0,5 \cdot (CO + H2O) + ((-0,5) \cdot C2H6 - 1 \cdot C3H8 - 1,5 \cdot C4H10 - 2 \cdot C5H12)] = 1 + 10,96 - [0,5 \cdot (0,0014 + 0,0014) - (0,5 \cdot 0,0296 + 1 \cdot 0,0017 + 1,5 \cdot 0,0055 + 2 \cdot 0,0042)] = 11,992 \text{ м}^3 \text{ пр.сг./ м}^3 \text{ топл.}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$M0 = M2 / M1 = 11,994 / 10,96 = 1,094.$$

2.1.4 Параметры окружающей среды и остаточных газов

Давление и температура окружающей среды при работе двигателя принимаем равными: $p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $T_k = T_0 = 293 \text{ К}$.

Температура остаточных газов при постоянном значении степени сжатия $\epsilon = 12$ практически линейно возрастает с увеличением скоростного режима при постоянном коэффициенте избытка воздуха, но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая, что $\alpha = 1,15$; $n_N = 2100 \text{ об/мин}$, принимаем $T_c = 1000 \text{ К}$.

Давление остаточных газов за счёт снижения сопротивления при конструктивном оформлении выпускного тракта рассчитываемого двигателя на номинальном скоростном режиме можно получить:

$$p_{ZN} = 1,8 p_0 = 1,8 \cdot 0,1 = 0,18 \text{ МПа.}$$

2.1.5 Процесс впуска

Температура подогрева свежего заряда с целью получения хорошего наполнения цилиндров двигателя на номинальном скоростном режиме принимается равной $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Плотность заряда на впуске находим по следующей формуле:

$$p_k = p_0 \cdot 10^6 / R_B \cdot T_k ,$$

где R_B – удельная газовая постоянная для воздуха.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		18

$R_B = 287 \text{ Дж / кг}\cdot\text{град.}$

$\rho_k = 0,1 \cdot 106 / 287 \cdot 293 = 1,189 \text{ кг/м}^3.$

Потери давления на впуске находим по формуле:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \rho_k \omega_{вп}^2 \cdot 10^{-6} / 2,$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

$\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесённый к наиболее узкому её сечению;

Принимаем $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,8$

$\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда, $\omega_{вп} = 90 \text{ м/с,}$

ρ_k – плотность заряда на впуске, $\rho_k = 1,189 \text{ кг/м}^3.$

Получаем:

$$\Delta p_a = 2,8 \cdot 90^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,14 \text{ МПа.}$$

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,14 = 0,086 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов γ_g характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_g уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов находим по формуле:

$$\gamma_g = [(T_k + \Delta T) / T_g \cdot p_g (\epsilon \cdot p_a - p_g)],$$

где ϵ – степень сжатия, $\epsilon = 12$;

p_g – давление остаточных газов, $p_g = 0,18 \text{ МПа.}$

Получаем:

$$\gamma_g = [(293 + 20) / 1000] \cdot [0,18 / (12 \cdot 0,086 - 0,18)] = 0,066.$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_g \cdot T_g) / (1 + \gamma_g) = (293 + 20 + 0,066 \cdot 1000) / (1 + 0,066) = 355 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = [T_0 / (T_0 + \Delta T)] \cdot [1 / (\epsilon - 1)] \cdot [1 / \rho_k \cdot (\epsilon p_a - p_g)] = 293 / (293 + 20) \cdot 1 / (12 - 1) \cdot 1 / 0,1 \cdot (12 \cdot 0,086 - 0,18) = 0,725.$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		19

2.1.6 Процесс сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия k_1 при $\varepsilon = 12$ и $T_a = 355$ К определяем по рисунку 26 [6].

Получаем $k_1 = 1,371$. Средний показатель политропы сжатия принимаем равным показателю адиабаты $n = k_1 = 1,371$.

Давление в конце сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,086 \cdot 121,371 = 2,595 \text{ МПа.}$$

Температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 355 \cdot 121,371 - 1 = 892 \text{ К.}$$

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха):

$$(m_{cv})_{totc} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c,$$

где t_c – температура в конце сжатия по шкале Цельсия, оС;

$$t_c = T_c - 273 = 892 - 273 = 619 \text{ оС.}$$

$$(m_{cv})_{totc} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 619 = 22,23 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

б) остаточных газов. Определяем по таблице 7 [6] методом интерполяции:

$$(m_{cv}^{\prime\prime})_{totc} = 1/M_2 \cdot [M_{CO_2} \cdot (m_{cv}^{CO_2})_{totc} + M_{H_2O} \cdot (m_{cv}^{H_2O})_{totc} + M_{N_2} \cdot (m_{cv}^{N_2})_{totc} + M_{O_2} \cdot (m_{cv}^{O_2})_{totc}],$$

где M_2 – количество продуктов сгорания, моль³/м³топл.;

$$M_2 = 11,994 \text{ м}^3 \text{ пр. сг. / м}^3 \text{ топл.};$$

M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{O_2} , M_{N_2} – количество отдельных компонентов продуктов сгорания: углекислого газа, водяного пара, кислорода и азота соответственно;

$$M_{CO_2} = 1,013 \text{ м}^3 \text{ CO}_2 / \text{ м}^3 \text{ пр. сг.}; \quad M_{H_2O} = 1,95 \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O} / \text{ м}^3 \text{ пр. сг.};$$

$$M_{O_2} = 0,297 \text{ м}^3 \text{ O}_2 / \text{ м}^3 \text{ пр. сг.}; \quad M_{N_2} = 8,734 \text{ м}^3 \text{ N}_2 / \text{ м}^3 \text{ пр. сг.}$$

$(m_{cv}^{CO_2})_{totc}$, $(m_{cv}^{H_2O})_{totc}$, $(m_{cv}^{N_2})_{totc}$, $(m_{cv}^{O_2})_{totc}$ – средние молярные теплоёмкости газов.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		20

$$(m_{cv}CO_2'')_{20619} = (m_{cv}CO_2'')_{20600} + [(m_{cv}CO_2'')_{20700} - (m_{cv}CO_2'')_{20600}] \cdot 19/100 = 37,44 + [38,499 - 37,44] \cdot 19/100 = 37,641 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Аналогично получаем: $(m_{cv}H_2O'')_{totc} = 27,994 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$
 $(m_{cv}N_2'')_{totc} = 21,787 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$; $(m_{cv}O_2'')_{totc} = 23,521 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$

По формуле (2.18) получаем:

$$(m_{cv}')_{totc} = 1/11,994 [1,013 \cdot 37,641 + 1,95 \cdot 27,994 + 8,734 \cdot 21,787 + 0,297 \cdot 23,521] = 24,178 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

в) рабочей смеси:

$$(m_{cv}')_{totc} = [1/(1 + \gamma_r)] \cdot [(m_{cv})_{totc} + \gamma_r \cdot (m_{cv}'')_{totc}] = [1/(1 + 0,066)] \cdot [22,23 + 0,066 \cdot 24,178] = 22,35 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

2.1.7 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r),$$

где μ_0 – коэффициент молекулярного изменения свежей смеси; $\mu_0 = 1094$.

$$\mu = (1,094 + 0,066)/(1 + 0,066) = 1,088$$

Теплота сгорания рабочей смеси при $\alpha = 1,15$:

$$H_{раб.смеси} = H_{и}/M_1 \cdot (1 + \gamma_r),$$

где $H_{и}$ – низшая теплота сгорания природного газа, мДж/м³; $H_{и} = 35,46 \text{ мДж/м}^3$.

$$H_{раб.смеси} = 35,46/10,96 \cdot (1 + 0,066) = 3,035 \text{ мДж/м}^3.$$

Температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения: $22,4 \cdot H_{раб.смеси} \cdot \xi_z + (m_{cv}')_{totc} \cdot t_c = \mu \cdot (m_{cv}'')_{totc} \cdot t_{ztz}$,

где ξ_z – коэффициент использования теплоты; $\xi_z = 0,8$;

$(m_{cv}'')_{totc}$ – средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

$$(m_{cv}^{''})_{totz} = 1/M_2 \cdot [M_{CO_2} \cdot (m_{cvCO_2}^{''})_{totz} + M_{H_2O} \cdot (m_{cvH_2O}^{''})_{totz} + M_{O_2} \cdot (m_{cvO_2}^{''})_{totz} + M_{N_2} \cdot (m_{cvN_2}^{''})_{totz}],$$

где $(m_{cvCO_2}^{''})_{totz}$, $(m_{cvH_2O}^{''})_{totz}$, $(m_{cvO_2}^{''})_{totz}$, $(m_{cvN_2}^{''})_{totz}$ – средние молярные теплоёмкости компонентов продуктов сгорания: углекислый газ, водяной газ, кислород и азот соответственно. Определяем по таблице 6 [6]:

$$(m_{cvCO_2}^{''})_{totz} = 39,123 + 0,003349 \cdot tz;$$

$$(m_{cvH_2O}^{''})_{totz} = 26,67 + 0,004438 \cdot tz;$$

$$(m_{cvO_2}^{''})_{totz} = 27,723 + 0,00155 \cdot tz;$$

$$(m_{cvN_2}^{''})_{totz} = 21,951 + 0,001457 \cdot tz.$$

По формуле (2.23) получаем:

$$(m_{cv}^{''})_{totz} = 1/11,994 \cdot [1,013(39,123 + 0,003349 \cdot tz) + 1,95 \cdot (26,67 + 0,004438 \cdot tz) + 0,297 \cdot (27,723 + 0,00155 \cdot tz) + 8,734 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot tz)] = 24,2124 + 0,0021038 \cdot tz \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{оС)}$$

По формуле (2.22) получаем:

$$22,4 \cdot 3,035 \cdot 0,8 + 22,35 \cdot 619 = 1,088 \cdot (24,2124 + 0,0021038 \cdot tz) \cdot tz;$$

Получаем квадратное уравнение:

$$0,002289 \cdot tz^2 + 26,3431 \cdot tz - 68221,9 = 0$$

$$tz = (-26,3431 + \sqrt{26,3431^2 + 4 \cdot 0,002289 \cdot 68221,9}) / (2 \cdot 0,002289) = 2177 \text{ оС.}$$

$$Tz = tz + 273 = 2177 + 273 = 2450 \text{ К.}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c,$$

где p_c – давление в конце процесса сжатия, $p_c = 2,595$ МПа;

T_c – температура в конце процесса сжатия, $T_c = 892$ К.

$$p_z = 2,995 \cdot 1,088 \cdot 2450 / 892 = 7,76 \text{ МПа.}$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z = 7,76 \cdot 0,85 = 6,59 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = p_z / p_c = 7,76 / 2,595 = 2,99.$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		22

2.1.8 Процесс расширения и выпуска

Средний показатель адиабаты расширения при степени сжатия $\varepsilon = 12$, температуры в конце сгорания $T_z = 2450$ К и коэффициенте избытка воздуха

$\alpha = 1,15$ равен $k_2 = 1,262$ (таблица 29, [6]).

Средний показатель политропы расширения принимаем $n_2 = 1,26$.

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} = 7,76 / 121,26 = 0,339 \text{ МПа};$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1} = 2450 / 121,26 - 1 = 1284 \text{ К}.$$

Проверим ранее принятое значение температуры остаточных газов:

$$T_z = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_z} = 1284 / \sqrt[3]{0,339 / 0,18} = 1040 \text{ К}.$$

Погрешность расчёта:

$$\Delta = (T_{г2} - T_{г1}) \cdot 100\% / T_{г1},$$

где $T_{г}$ – температура остаточных газов, К;

$$T_{г2} = 1000 \text{ К}, \quad T_{г1} = 1040 \text{ К}.$$

$$\Delta = (1040 - 1000) \cdot 100\% / 1000 = 4 \text{ \%}.$$

Погрешность расчёта $\Delta = 4 \text{ \%}$ оказалась меньше допускаемой ошибки

$\Delta_d = 10 \text{ \%}$, что означает – принятая в начале расчёта температура остаточных газов $T_{г} = 1000$ К выбрана достаточно удачно.

2.1.9 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p_i' = p_c / (\varepsilon - 1) \cdot [[\lambda / (n_2 - 1)] \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_2 - 1}) - [1 / (n_1 - 1)] \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_1 - 1})],$$

где p_c – давление в конце сжатия, МПа; $p_c = 2,595$ МПа;

ε – степень сжатия, $\varepsilon = 12$;

λ – степень повышения давления; $\lambda = 2,994$

n_2 – средний показатель политропы расширения; $n_2 = 1,26$;

n_1 – средний показатель политропы сжатия; $n_1 = 1,371$.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		23

$$p_i' = 2,595 / (12 - 1) \cdot [(1 - 1/121,26 - 1) \cdot 2,99 / (1,26 - 1) - (1 - 1 / 121,371 - 1) \cdot 1 / (1,371 - 1)] = 0,908 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_i \cdot p_i',$$

где φ_i – коэффициент полноты индикаторной диаграммы; $\varphi_i = 0,96$.

$$p_i = 0,96 \cdot 0,908 = 0,872 \text{ МПа.}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия:

$$\eta_i = p_i \cdot T_k \cdot M_1 \cdot 371,2 \cdot 10^{-6} / (H_u \cdot p_k \cdot \eta_v),$$

где T_k – температура окружающей среды, К; $T_k = 293$ К;

M_1 – количество горючей смеси, м³ горючей смеси/м³ природного газа;

$M_1 = 10,96$ м³ горючей смеси/м³ природного газа;

p_k – давление окружающей среды, МПа; $p_k = 0,1$ МПа;

η_v – коэффициент наполнения; $\eta_v = 0,725$.

$$\eta_i = 0,872 \cdot 293 \cdot 10,96 \cdot 371,2 \cdot 10^{-6} / (35,46 \cdot 0,1 \cdot 0,725) = 0,404.$$

Индикаторный удельный расход газового топлива:

$$v_i = 3,6 / (\eta_i \cdot H_u) = 3,6 / (0,404 \cdot 35,46) = 251,3 \text{ л/кВт·ч.}$$

2.1.10 Эффективные показатели двигателя

Давление механических потерь для газовых двигателей с отношением хода поршня S к диаметру поршня D меньше 1 определяется по формуле:

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{п.ср.},$$

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

$$V_{п.ср.} = S \cdot nN / (3 \cdot 104),$$

где S – ход поршня, мм; $S = 140$ мм;

nN – номинальные обороты двигателя, мин⁻¹; $nN = 2100$ мин⁻¹.

$$V_{п.ср.} = 140 \cdot 2100 / (3 \cdot 104) = 9,8 \text{ м/с.}$$

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 9,8 = 0,2046.$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

Среднее эффективное давление:

$$p_{\text{э}} = p_i - p_m = 0,872 - 0,2046 = 0,6674 \text{ МПа.}$$

Механический коэффициент полезного действия:

$$\eta_m = p_{\text{э}} / p_i = 0,6674 / 0,872 = 0,76.$$

Эффективный коэффициент полезного действия:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_i \cdot \eta_m = 0,404 \cdot 0,76 = 0,307.$$

Эффективный удельный расход газового топлива:

$$v_{\text{э}} = 3,6 / (\eta_{\text{э}} \cdot \text{Н}_{\text{и}}) = 3,6 / (0,307 \cdot 35,46) = 328 \text{ л/кВт}\cdot\text{ч.}$$

2.1.11 Основные параметры цилиндра и двигателя

Диаметр цилиндра и ход поршня не изменились по сравнению с прототипом, т.е. $D_{\text{ц}} = 130 \text{ мм}$, $S = 140 \text{ мм}$.

По ходу поршня и диаметру цилиндра определяем основные параметры и показатели двигателя:

– рабочий объём цилиндров двигателя:

$$V_p = \pi \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i / (4 \cdot 106),$$

где i – число цилиндров, $i = 8$.

$$V_p = 3,1416 \cdot 130^2 \cdot 140 \cdot 8 / (4 \cdot 106) = 14,86 \text{ л.};$$

– площадь поршня:

$$F_n = \pi \cdot D_{\text{ц}}^2 / (4 \cdot 100) = 3,1416 \cdot 130^2 / (4 \cdot 100) = 132,66 \text{ см}^2;$$

– эффективная мощность двигателя:

$$N_{\text{е}} = p_{\text{э}} \cdot V_p \cdot n_N / (30 \cdot \tau),$$

где τ – тактность двигателя; $\tau = 4$.

$$N_{\text{е}} = 0,6674 \cdot 14,86 \cdot 2100 / (30 \cdot 4) = 173,56 \text{ кВт};$$

– эффективный крутящий момент;

$$M_{\text{э}} = (3 \cdot 10^4 / \pi) \cdot N_{\text{е}} / n_N = (3 \cdot 10^4 / 3,1416) \cdot 173,56 / 2100 = 789,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– часовой расход топлива:

$$V_{\text{ч}} = N_{\text{е}} \cdot v_{\text{э}} \cdot 10^{-3} = 173,56 \cdot 328 \cdot 10^{-3} = 56,94 \text{ м}^3/\text{ч};$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		25

– литровая мощность двигателя:

$$N_{л} = N_e / V_p = 173,56 / 14,86 = 11,68 \text{ кВт/л.}$$

2.2 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму строим для номинального режима работы двигателя, т.е. мощность двигателя $N_e = 173,6$ кВт, обороты коленчатого вала $n_N = 2100$ об/мин.

Выбираем следующие масштабы для диаграммы:

- масштаб хода поршня $\mu_3 = 1$ мм/мм;
- масштаб давления газов $\mu_p = 0,04$ МПа/мм.

Находим ординаты характерных точек:

- точка а : $p_a / \mu_p = 0,086 / 0,04 = 2,15$ мм;
- точка b : $p_b / \mu_p = 0,339 / 0,04 = 8,48$ мм;
- точка с : $p_c / \mu_p = 2,595 / 0,04 = 64,88$ мм;
- точка г : $p_r / \mu_p = 0,18 / 0,04 = 4,5$ мм;
- точка zd : $p_{zd} / \mu_p = 6,59 / 0,04 = 164,75$ мм;
- точка z: $p_z / \mu_p = 7,755 / 0,04 = 193,88$ мм;
- давление окружающего воздуха: $p_0 / \mu_p = 0,1 / 0,04 = 2,5$ мм.

Построение политроп сжатия и расширения ведём аналитическим методом:

а) политропа сжатия $p_x = p_a \cdot (V_a / V_x)^m$,

где p_x – давление по политропе сжатия;

p_a – давление в начале такта сжатия, МПа; $p_a = 0,086$ МПа;

V_a – объём надпоршневого пространства в точке «а»;

V_x – объём цилиндра в искомой точке.

$$p_x / \mu_p = p_a / \mu_p \cdot (OB / OX)^n,$$

где $OB = OA + AB$

OB – полный объём цилиндра по оси абсцисс, мм;

OA – объём камеры сгорания по оси абсцисс, мм;

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		26

AB – рабочий объём цилиндра по оси абсцисс, мм.

$$AB = S / \mu_3 = 140 / 1,0 = 140 \text{ мм}; OA = AB / (\varepsilon - 1) = 140 / (12 - 1) = 12,7 \text{ мм};$$

$$OB = 12,7 + 140 = 152,7 \text{ мм}.$$

$$\text{Получаем: } p_x / \mu_p = 2,15 \cdot (152,7 / OX)^{1,371};$$

$$\text{б) политропа расширения } p_x = p_b \cdot (V_b / V_x)^{n_2};$$

где V_b – объём цилиндра в точке „b”;

p_b – давление в конце такта расширения, МПа.

$$p_x / \mu_p = p_b / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n_2} = 8,48 \cdot (152,7 / OX)^{1,26}.$$

Результаты расчёта сводим в таблицу 2.2

Таблица 2.2 – Расчет индикаторной диаграммы

№	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$(OB/OX)^{1,371}$	p_x / μ_p , мм	p_x , МПа	$(OB/OX)^{1,26}$	p_x / μ_p , мм	p_x , МПа
1	12,7	12,024	30,25	65,04	2,602	22,95	194,65	7,786
2	20	7,635	16,23	34,9	1,4	12,95	109,83	4,39
3	27	5,65	10,76	23,13	0,925	8,87	72,25	3,01
4	35	4,36	7,54	16,2	0,648	6,4	54,26	2,17
5	50	3,054	4,621	9,94	0,4	4,08	34,62	1,385
6	65	2,35	3,225	6,93	0,28	2,93	24,87	0,995
7	80	1,909	2,426	5,216	0,209	2,26	19,15	0,766
8	100	1,527	1,79	3,84	0,154	1,704	14,46	0,578
9	120	1,273	1,392	2,99	0,12	1,355	11,49	0,46
10	140	1,091	1,126	2,422	0,097	1,116	9,46	0,378
11	152,7	1,0	1,0	2,15	0,086	1,0	8,48	0,339

Теоретическое среднее индикаторное давление, полученное графическим способом (рисунок 2.2).

$$p_i' = F1 \cdot \mu_p / AB = 3200 \cdot 0,04 / 140 = 0,914 \text{ МПа},$$

где $F1$ – площадь диаграммы азсва, мм²; $F1 = 3200 \text{ мм}^2$.

Отличие от величины теоретического среднего индикаторного давления, полученного в тепловом расчёте, составила:

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		27

$$\Delta p_i = [(p_i(m) - p_i(гр)) / p_i'(m)] \cdot 100\% = [(0,908 - 0,914) / 0,908] \cdot 100\% = -0,66\%$$

Скругление диаграммы осуществляется на основании того, что фазы газораспределения оставлены такими же как у базового двигателя ЯМЗ:

- начало открытия впускного клапана 130 до прихода поршня в ВМТ (точка z');
- закрытие впускного клапана – 490 после НМТ (точка a);
- начало открытия выпускного клапана 660 до прихода поршня в НМТ (точка b');
- закрытие выпускного клапана – 200 после ВМТ (точка a').

Угол опережения зажигания $\theta = 240$ до ВМТ, продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi = 50$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяем положение точек r' , a' , a'' , b' , c' , f по формуле для определения перемещения поршня.

$$AX = AB/2[(1 - \cos\varphi) + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)],$$

где φ – угол поворота коленчатого вала от ВМТ, σ ;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; $\lambda = 0,254$.

Расчёты ординат точек r' , a' , a'' , b' , c' , f сведены в таблицу 2.3.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

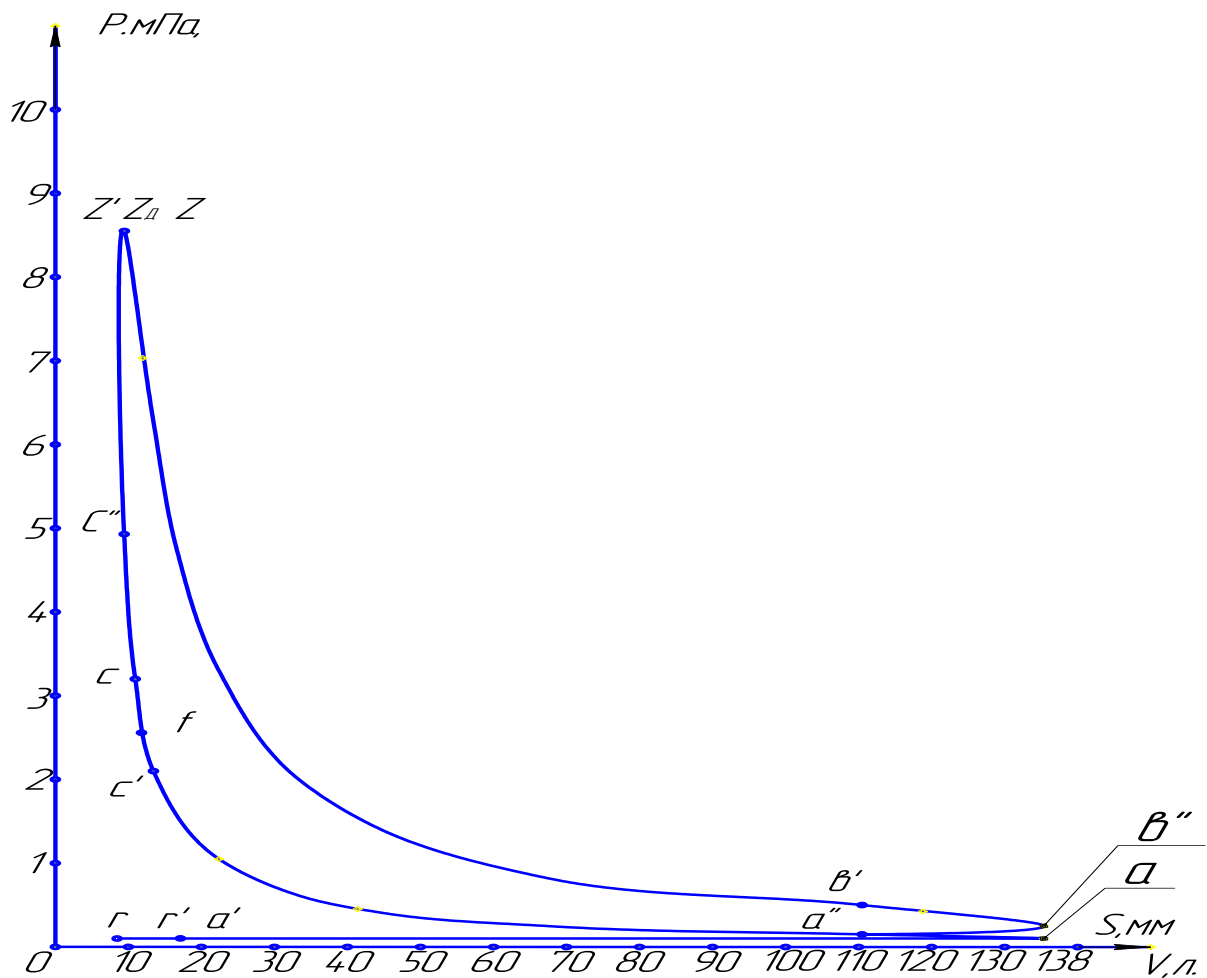


Рисунок 2.2 – Индикаторная диаграмма

Таблица 2.3 – Фазы газораспределения

Точка	Положение точек	φ°	$[(1 - \cos\varphi) + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)]$	Расстояние точек от ВМТ(АХ), мм
r'	20° до ВМТ	20	0,0752	5,3
a'	20° после ВМТ	20	0,0752	5,3
a''	46° после НМТ	134	1,7604	123,2
c'	25° до ВМТ	25	0,1164	8,2
b'	20° до ВМТ	20	0,0752	5,3
f	66° до НМТ	114	1,5127	105,9

Положение точки c'' – определяющей отличие политропы сжатия от адиабаты сжатия – определяется из выражения:

$$pc'' = (1,15 \div 1,25) \cdot pc = 1,2 \cdot 2,595 = 3,114 \text{ МПа.}$$

$$\text{Ордината точки } c'': pc''/\mu p = 3,114/0,04 = 77,85 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания:

$$pzd = 0,85 \cdot pz = 0,85 \cdot 7,755 = 6,59 \text{ МПа.}$$

$$\text{Ордината точки } zd: pzd/\mu p = 6,59/0,04 = 164,75 \text{ мм.}$$

Соединяя плавными кривыми точки r, a', c, c', c'' и далее с zd и кривой расширения, b' с b'' и линией выпуска b'', r', r получаем скруглённую индикаторную диаграмму.

2.3 Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом:

$$Q_0 = \text{Nu} \cdot G_m / 3,6 ,$$

где Nu – низшая теплота сгорания 1 м³ природного газа, кДж/м³;

$$\text{Nu} = 35460 \text{ кДж/м}^3;$$

G_m – расход газа на номинальном режиме работы двигателя, м³/ч;

$$G_m = 56,94 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

$$Q_0 = 35460 \cdot 56,94 / 3,6 = 560859 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e,$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт; $N_e = 173,6 \text{ кВт.}$

$$Q_e = 1000 \cdot 173,6 = 173600 \text{ Дж/с.}$$

Теплота передаваемая окружающей среде:

$$Q_b = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot nm \cdot (\text{Nu} - \Delta \text{Nu}) / \alpha \cdot \text{Nu} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot nm / \alpha ,$$

где C – коэффициент пропорциональности; $C = 0,48$;

i – число цилиндров; $i = 8$;

D – диаметр цилиндра, см; $D = 13 \text{ см}$;

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		30

m – показатель степени (для четырёхтактных двигателей $m = 0,6 \div 0,7$);

$m = 0,65$;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя на номинальном режиме, об/мин.

$$Q_b = 0,48 \cdot 8 \cdot 131 + 2 \cdot 0,65 + 21000,65 \cdot 1/1,15 = 175851 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, унесённая с отработанными газами:

$$Q_r = G_T / 3,6 \cdot [M_2 \cdot (m_{cp}'')_{totr} \cdot t_r - M_1 \cdot (m_{cp})_{totk} \cdot t_k],$$

где M_2 – количество продуктов полного сгорания топлива, м³ пр.сг./м³;

$$M_2 = 11,994 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

M_1 – количество горючей смеси, м³ гор.см./м³ пр.газа;

$$M_1 = 10,96 \text{ м}^3 \text{ гор.смеси}/\text{м}^3 \text{ пр.газа};$$

$(m_{cp}'')_{totr}$ и $(m_{cp})_{totk}$ – средние молярные теплоёмкости отработанных газов и горючей смеси соответственно при постоянном давлении, кДж/(кмоль·град);

t_r – температура сгорания, С; $t_r = 767$ оС;

t_k – температура свежей горючей смеси, оС; $t_k = 20$ оС.

$$(m_{cp}'')_{totr} = (m_{cv}'')_{totr} + 8,315 = 1/M_2 \cdot [M_{CO_2} \cdot ((m_{cv}'')_{co_2})_{totr} +$$

$$M_{H_2O} \cdot (m_{cv}'')_{H_2O})_{totr} + M_{O_2} \cdot (m_{cp}'')_{O_2})_{totr} + M_{N_2} \cdot (m_{cv}'')_{N_2})_{totr}] + 8,315,$$

где $(m_{cv}'')_{co_2})_{totr}$, $(m_{cv}'')_{H_2O})_{totr}$, $(m_{cp}'')_{O_2})_{totr}$, $(m_{cv}'')_{N_2})_{totr}$ – средние молярные теплоёмкости углекислого газа, водяного пара, кислорода, азота соответственно при постоянном объёме, определённые по таблице 5[6].

$$(m_{cv}'')_{co_2})_{totr} = 39,136 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

$$(m_{cv}'')_{H_2O})_{totr} = 28,88 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

$$(m_{cp}'')_{O_2})_{tot} = 24,072 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

$$(m_{cv}'')_{N_2})_{totr} = 22,224 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}).$$

По таблице определено $(m_{cv}'')_{totr} = 20,775 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}).$

Получаем по формуле :

$$Q_r' = 56,94/3,6 \cdot [11,994 \cdot (1/11,994 \cdot (1,013 \cdot 39,136 + 1,95 \cdot 28,88 + 8,734 \cdot 22,224 + 0,297 \cdot 24,072) + 8,315) \cdot 767 - 10,96 \cdot (20,775 + 8,315) \cdot 20] = 4714593,23 \text{ Дж/с} \cdot \text{моль.}$$

Для 1 м³ природного газа: $Q_r = Q_r' / 22,4 = 4714593,23 / 22,4 = 210473 \text{ Дж/с.}$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		31

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_b + Q_r) = 560859 - (173600 + 175851 + 210473) = 935$$

Дж/с.

Составляющие теплового баланса представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе, Q_e	173600	30,95
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Q_b	175851	31,35
Теплота, унесённая с отработанными газами, Q_r	210473	37,53
Неучтённые потери теплоты, $Q_{\text{ост}}$	935	0,17
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_0	560859	100

2.4 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива: удельного и часового от частоты вращения коленчатого вала.

Максимальная частота вращения коленчатого вала для проектируемого двигателя равна максимальной частоте вращения коленчатого вала дизельного двигателя $n_{\text{гmax}} = n_{\text{дmax}} = 2100 \text{ мин}^{-1}$.

Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя проводим на нескольких скоростных режимах:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{\text{min}} = 600 \text{ об/мин}; & n_2 &= 900 \text{ об/мин}; \\ n_3 &= 1200 \text{ об/мин}; & n_4 &= 1500 \text{ об/мин}; \\ n_5 &= 1800 \text{ об/мин}; & n_6 &= n_{\text{max}} = 2100 \text{ об/мин}. \end{aligned}$$

Расчёт эффективной мощности для данных скоростных режимов проводим по формуле:

$$N_{\text{ex}} = N_e \cdot n_x / n_N \cdot [1 + n_x / n_N - (n_x / n_N)^2],$$

где n_x – частота вращения коленчатого вала в искомой точке, об/мин.

Получаем:

$$N_{e600} = 173,6 \cdot 600 / 2100 \cdot [1 + 600 / 2100 - (600 / 2100)^2] = 59,72 \text{ кВт};$$

$$N_{e900} = 173,6 \cdot 900 / 2100 \cdot [1 + 900 / 2100 - (900 / 2100)^2] = 92,62 \text{ кВт};$$

$$N_{e1200} = 173,6 \cdot 1200 / 2100 \cdot [1 + 1200 / 2100 - (1200 / 2100)^2] = 123,49 \text{ кВт};$$

$$N_{e1500} = 173,6 \cdot 1500 / 2100 \cdot [1 + 1500 / 2100 - (1500 / 2100)^2] = 149,31 \text{ кВт};$$

$$N_{e1800} = 173,6 \cdot 1800 / 2100 \cdot [1 + 1800 / 2100 - (1800 / 2100)^2] = 167,02 \text{ кВт};$$

$$N_{e2100} = N_{eN} = 173,6 \text{ кВт}.$$

Расчёт эффективного крутящего момента:

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex} / (\pi \cdot n_x),$$

$$M_{e600} = 3 \cdot 10^4 \cdot 59,72 / (3,1416 \cdot 600) = 950,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{e900} = 3 \cdot 10^4 \cdot 92,62 / (3,1416 \cdot 900) = 982,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{e1200} = 3 \cdot 10^4 \cdot 123,49 / (3,1416 \cdot 1200) = 982,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{e1500} = 3 \cdot 10^4 \cdot 149,31 / (3,1416 \cdot 1500) = 950,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{e1800} = 3 \cdot 10^4 \cdot 167,02 / (3,1416 \cdot 1800) = 886,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{e2100} = 3 \cdot 10^4 \cdot 173,6 / (3,1416 \cdot 2100) = 789,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчёт удельного эффективного расхода топлива:

$$v_{ex} = v_{eN} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot n_x / n_N + (n_x / n_N)^2],$$

где v_{eN} – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, л/(кВт·ч); $v_{eN} = 328$ л/(кВт·ч).

Получаем:

$$v_{e600} = 328 \cdot [1,2 - 1,2 \cdot 600 / 2100 + (600 / 2100)^2] = 308 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$v_{e900} = 328 \cdot [1,2 - 1,2 \cdot 900 / 2100 + (900 / 2100)^2] = 285 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$v_{e1200} = 328 \cdot [1,2 - 1,2 \cdot 1200 / 2100 + (1200 / 2100)^2] = 275 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$v_{e1500} = 328 \cdot [1,2 - 1,2 \cdot 1500 / 2100 + (1500 / 2100)^2] = 280 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$v_{e1800} = 328 \cdot [1,2 - 1,2 \cdot 1800 / 2100 + (1800 / 2100)^2] = 297 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$v_{e2100} = v_{eN} = 328 \text{ л/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Расчёт часового расхода топлива:

$$V_{Tx} = V_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 0,01,$$

$$V_{T600} = 308 \cdot 0,01 \cdot 59,72 = 18,39 \text{ м}^3/\text{ч};$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		33

$$V_{T900} = 285 \cdot 0,01 \cdot 92,62 = 26,4 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{T1200} = 275 \cdot 0,01 \cdot 123,49 = 34,08 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{T1500} = 280 \cdot 0,01 \cdot 149,31 = 41,81 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{T1800} = 297 \cdot 0,01 \cdot 167,02 = 49,6 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{T2100} = 328 \cdot 0,01 \cdot 173,6 = 56,94 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчёт среднего эффективного давления:

$$p_{\text{ср}} = N_{\text{ср}} \cdot 30 \cdot \tau / (V_{\text{л}} \cdot n_{\text{х}}),$$

где τ – тактность двигателя; $\tau = 4$;

$V_{\text{л}}$ – рабочий объём двигателя, л; $V_{\text{л}} = 14,86$ л.

$$p_{\text{ср}600} = 59,72 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 600) = 0,804 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ср}900} = 92,62 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 900) = 0,831 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ср}1200} = 123,49 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 1200) = 0,831 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ср}1500} = 149,31 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 1500) = 0,804 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ср}1800} = 167,02 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 1800) = 0,749 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ср}2100} = 173,6 \cdot 30 \cdot 4 / (14,86 \cdot 2100) = 0,667 \text{ МПа}.$$

Для газового двигателя применим следующий закон изменения коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha_{600} = 1,0; \alpha_{900 - 2100} = 1,15.$$

При выбранном законе изменения $\alpha_{\text{х}}$ коэффициент наполнения:

$$\eta_{\text{вх}} = p_{\text{ср}} \cdot l_0 \cdot \alpha_{\text{х}} \cdot v_{\text{ср}} / (3600 \cdot \rho_{\text{к}}),$$

где l_0 – количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³ природного газа, кг воздуха/м³ природного газа; $l_0 = 12,32$ кг воздуха/м³ природного газа;

$\rho_{\text{к}}$ – плотность заряда на впуске, кг/м³; $\rho_{\text{к}} = 1,189$ кг/м³.

$$\eta_{\text{в}600} = 0,804 \cdot 12,32 \cdot 1,0 \cdot 0,308 / (3600 \cdot 1,189) = 0,713;$$

$$\eta_{\text{в}900} = 0,831 \cdot 12,32 \cdot 1,15 \cdot 0,285 / (3600 \cdot 1,189) = 0,784;$$

$$\eta_{\text{в}1200} = 0,831 \cdot 12,32 \cdot 1,15 \cdot 0,275 / (3600 \cdot 1,189) = 0,757;$$

$$\eta_{\text{в}1500} = 0,804 \cdot 12,32 \cdot 1,15 \cdot 0,280 / (3600 \cdot 1,189) = 0,746;$$

$$\eta_{\text{в}1800} = 0,749 \cdot 12,32 \cdot 1,15 \cdot 0,297 / (3600 \cdot 1,189) = 0,737;$$

$$\eta_{\text{в}2100} = 0,667 \cdot 12,32 \cdot 1,15 \cdot 0,228 / (3600 \cdot 1,189) = 0,725.$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		34

Данные расчётов заносим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Величины параметров внешней скоростной характеристики

Частота вращения коленчатого вала n_x , об/мин	N_{ex} , кВт	M_{ex} , Н·м	v_{ex} , л/(кВт·ч)	V_{ex} , м ³ /ч	p_{ex} , МПа	α	η_{vx}
600	59,72	950,5	308	18,39	0,804	1,0	0,713
900	92,62	982,7	285	26,4	0,831	1,15	0,784
1200	123,49	982,7	275	34,08	0,831	1,15	0,757
1500	149,31	950,5	280	41,81	0,804	1,15	0,746
1800	167,02	886,1	297	49,6	0,749	1,15	0,737
2100	173,6	789,4	328	56,94	0,667	1,15	0,725

Коэффициент приспособляемости двигателя:

$$K = M_{max}/M_{eN} = 982,7/789,4 = 1,245.$$

На основании таблицы 2.5 строим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 2.3.).

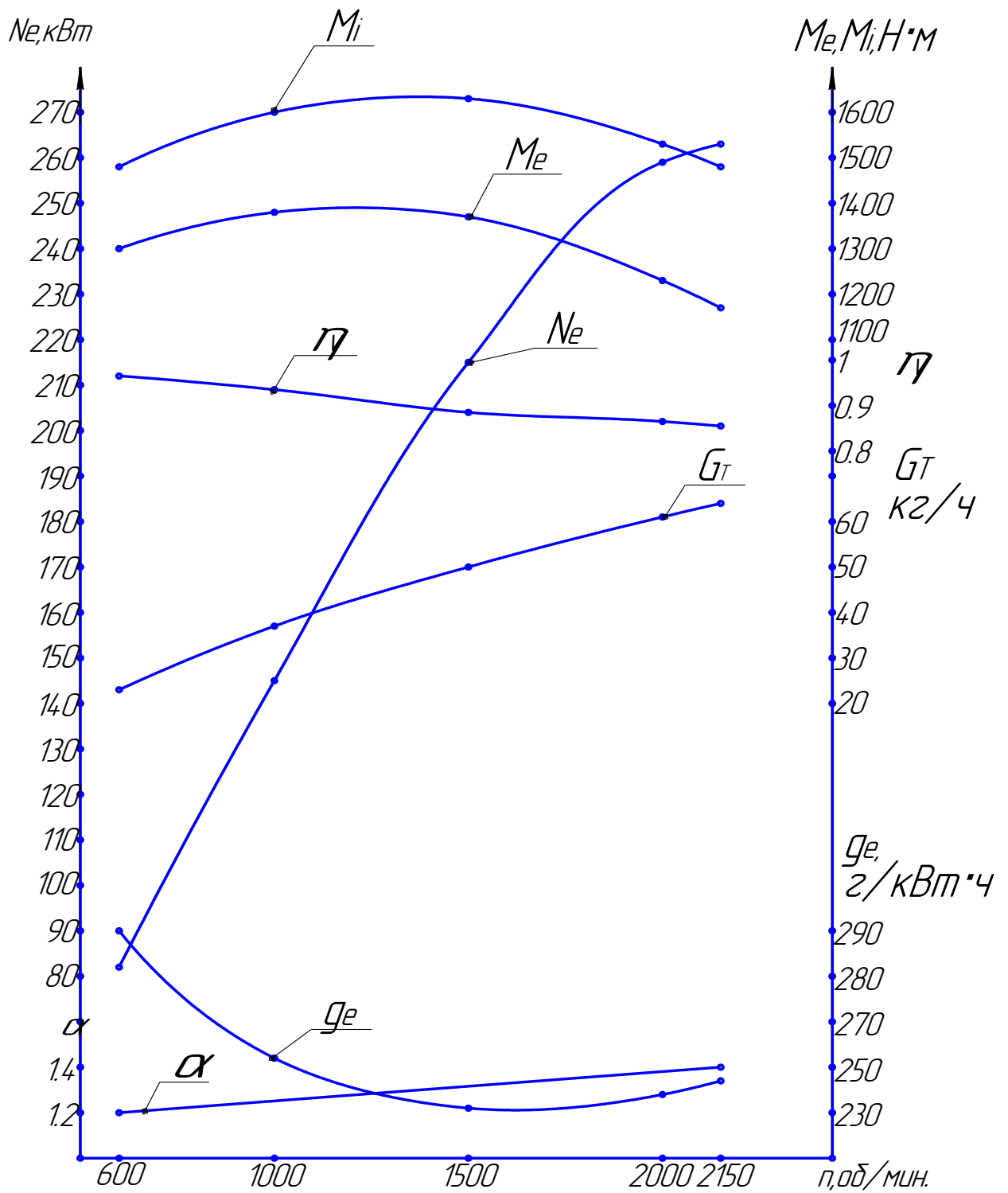


Рисунок 2.3 – Внешняя скоростная характеристика

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-

23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР

Лист

36

3 КОНСТРУКТОРСКО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 Краткое описание системы питания газового двигателя,

Конструктивные доработки двигателя позволяют проектируемому двигателю работать на сжатом природном газе. Сжатый природный газ под давлением 20 МПа содержится в стальных баллонах 14 (рисунок 3.1).

Для заполнения системы сжатым природным газом (СПГ) на крестовине размещён наполнительный вентиль. Каждая группа баллонов снабжена расходным вентилем 12. При открытии расходного вентиля, расположенного на распределительной крестовине 15, газ по трубопроводу направляется в подогреватель газа 9 и далее в редуктор высокого давления 8. В нём давление СПГ понижается до 0,8 – 1,2 МПа. Из редуктора газ по гибкому шлангу подаётся к электромагнитному клапану 7. На входе клапана размещён съёмный войлочный фильтр, закрытый алюминиевым колпаком.

При включении электромагнитного клапана 7 газ поступает на вход двухступенчатого редуктора низкого давления 6, в котором давление на выходе понижается до атмосферного. Дальше газ поступает к смесителю газа 5. Регулирующий орган 4 выполнен в виде золотников и через них СПГ по впускному патрубку попадает в камеру сгорания двигателя, смешавшись с воздухом и образовав горючую смесь. Воспламенение смеси происходит от искровой свечи зажигания. Свеча зажигания расположена в форсуночном отверстии, которое соответствующим образом дообрабатывается.

Работу газовой аппаратуры контролируют с помощью манометра низкого давления, который размещён в кабине водителя. Давление после первой ступени редуктора низкого давления должно быть 0,2 – 0,22 МПа. Давление в баллонах контролируется с помощью манометра, рассчитанного на давление до 25 МПа и установленного на первом баллоне газобаллонной установки от кабины автомо-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		37

бия. О снижении давления в газовых баллонах менее 1,0 МПа водителя информирует сигнализатор аварийной выработки газа.

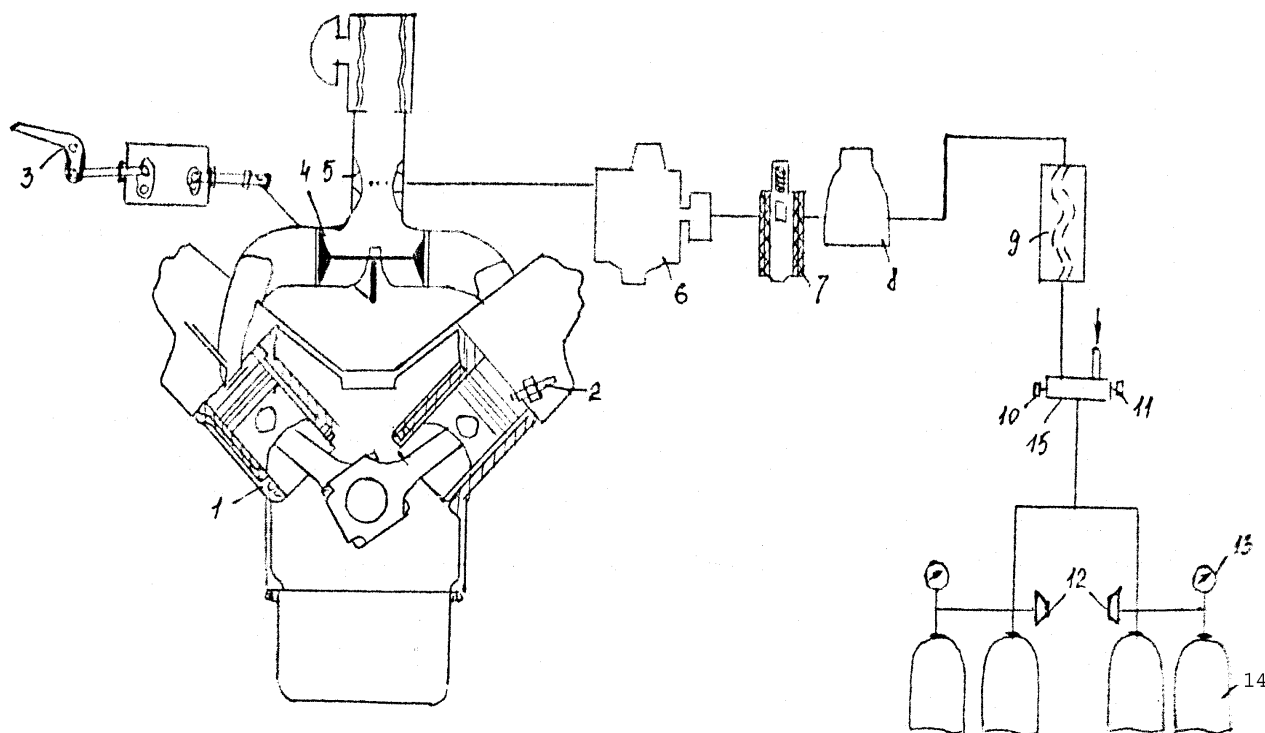


Рисунок 3.1 – Описание газового двигателя

1 – двигатель; 2 – свеча зажигания; 3 – педаль регулятора числа оборотов; 4 – регулирующий орган; 5 – смеситель; 6 – редуктор двухступенчатый; 7 – электромагнитный клапан; 8 – редуктор высокого давления; 9 – подогреватель; 10 – 12 – вентили; 13 – манометр; 14 – баллоны; 15 – крестовина.

3.2 Описание системы зажигания двигателя

Для современных газовых двигателей, особенно для мощных с высокой степенью сжатия и турбонаддувом, большое значение имеет надёжность и эффективность системы зажигания. На газовых двигателях со степенью сжатия критических значений и работающих на обеднённых смесях неэффективны так называемые классические контактные системы зажигания (имеющие прерыватель). Основными недостатками, препятствующими их использованию, являются:

						23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-			38

- 1) недостаточная величина вторичного напряжения на высоких и малых частотах вращения коленчатого вала и, как следствие малый коэффициент запаса по вторичному напряжению;
- 2) недостаточная величина энергии искрового разряда по причине ограничения уровня запасённой энергии в первичной цепи;
- 3) повышенный асинхронизм момента искрообразования по цилиндрам двигателя при эксплуатации вследствие износа кулачка и другие причины.

Перечисленные недостатки классической системы зажигания приводят в итоге к ухудшению процесса сгорания рабочей смеси, а, следовательно, к потере мощности двигателя и увеличению содержания токсичных компонентов в отработавших газах.

Поэтому в данном случае рекомендуется применять электронную систему зажигания, способную выработать вторичное напряжение, необходимое для пробоя искрового промежутка свечи.

Рассмотрим работу бесконтактной системы зажигания (БСЗ). Напряжение от аккумуляторной батареи поступает к выводу первичной цепи катушки зажигания 2, через неё – на вход транзисторного коммутатора 1, а затем – на бесконтактный датчик, расположенный в корпусе датчика – распределителя 3.

Вращение датчика – распределителя осуществляется через привод от вала двигателя. Коммутатор 1 осуществляет замыкание – размыкание первичной цепи катушки зажигания. При замыкании данной цепи в катушке начинает накапливаться электромагнитная энергия, образуется магнитный поток, сцепленный с витками первичной и вторичной обмоток.

При размыкании цепи – возникает электродвижущая сила (ЭДС) самоиндукции и во вторичной обмотке катушки индуцируется высокое напряжение. С центрального вывода катушки зажигания ток высокого напряжения поступает на центральный вывод распределителя, а затем через ротор (бегунок) по высоковольтным проводам – к свечам зажигания 7.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		39

Для данной системы возможно применение следующих компонентов:

- 1) коммутатор транзисторный ТК 1.02;
- 2) катушка зажигания Б11А;
- 3) датчик – распределитель 24.3706;
- 4) свечи зажигания А23ДВ10;
- 5) добавочное сопротивление СЭ107.

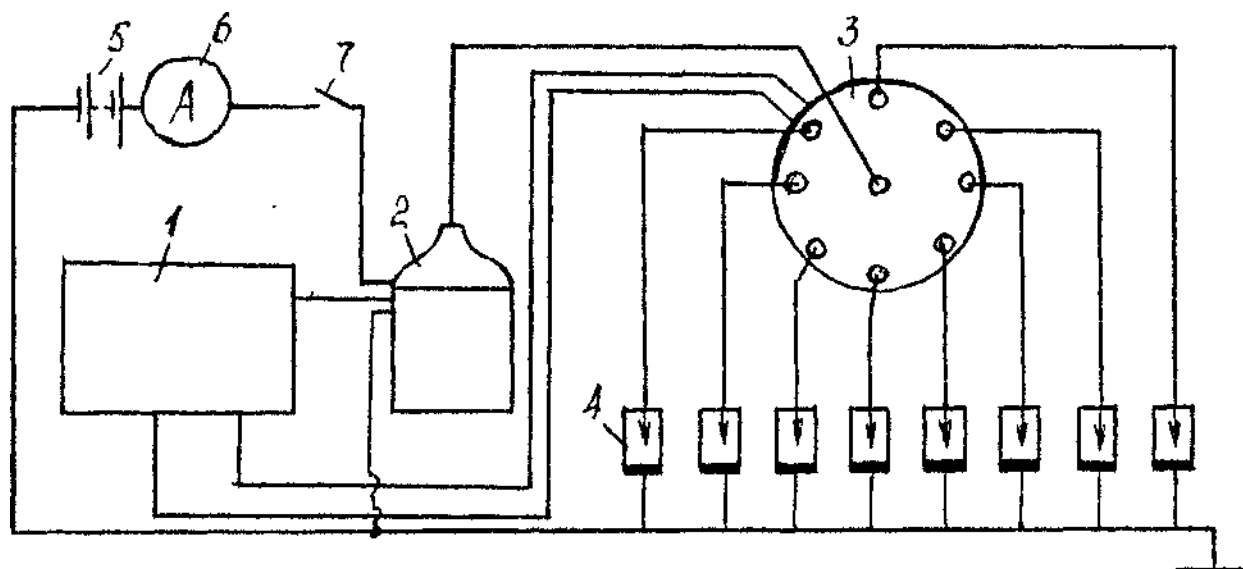


Рисунок 3.2 – Система зажигания

1 – коммутатор транзисторный; 2 – катушка зажигания; 3 – датчик – распределитель; 4 – свеча зажигания; 5 – аккумуляторная батарея; 6 – амперметр; 7 – выключатель зажигания; 8 – провод высокого напряжения.

3.3 Краткая характеристика элементов системы питания

3.3.1 Электромагнитный клапан с фильтром

Для очистки газового топлива от смолистых веществ, ржавчины и других механических примесей в системе питания газом устанавливают фильтр, который конструктивно объединён в один узел с запорным электромагнитным кла-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-

23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР

Лист

40

паном. Электромагнитный клапан предназначен для перекрытия подачи газа в двигатель автомобиля автоматически в аварийной ситуации.

Фильтр состоит из корпуса 5 (рисунок 3.3), электромагнитного клапана 8 и его корпуса 7, войлочного – фильтрующего элемента 4, алюминиевого стакана 2, подводящего штуцера 10 и отводящего штуцера 6.

При включении зажигания, электромагнитный клапан поднимается вверх, открывая проход, соединяющий штуцера и отфильтрованный газ, поступает в двухступенчатый редуктор низкого давления. Стакан фильтра при установке на корпус 5 уплотняется в стыке резиновым кольцом 11 и медной прокладкой 12, устанавливаемой под головку болта 1 крепления стакана.

Периодичность промывки и очистки фильтров зависит от качества и расхода СПГ. Необходимость очистки фильтров определяют по давлению в первой ступени двухступенчатого редуктора. Падение давления при переходе от холостого хода к работе двигателя с нагрузкой указывает на засоренность фильтров.

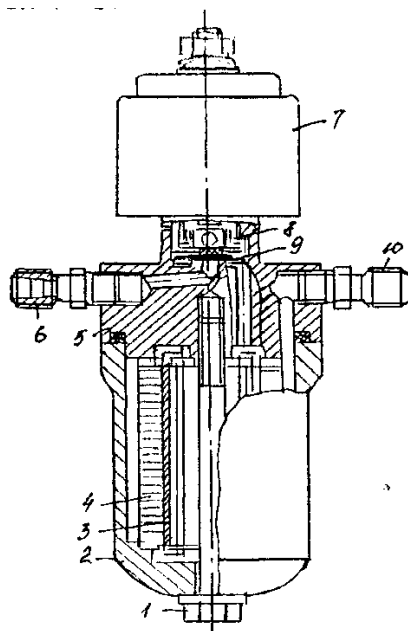


Рисунок 3.3 – Электромагнитный клапан с фильтром

1 – болт крепления стакана; 2 – стакан; 3 – металлическая сетка; 4 – войлочный фильтрующий элемент; 5 – корпус фильтра; 6 – отводящий штуцер; 7 – корпус электромагнитного запорного клапана; 8 – электромагнит с клапаном; 9 – клапан с резиновым уплотнением; 10 – подводящий штуцер.

3.3.2 Регулирующий орган с газоздушным смесителем

В данном газовом двигателе регулирующий орган подачи газоздушной смеси в цилиндры двигателя объединён с газоздушным смесителем. Регулирующий орган выполнен золотникового типа. Характерная особенность такого исполнения регулирующего органа – малое трение, неуравновешенность в газовом потоке и перемещение подвижной части в рабочем диапазоне мощностей.

Газоздушная смесь поступает к регулируемому органу двумя симметричными потоками, поэтому сам орган представляет собой сдвоенные плоские золотники. Кроме того, данная конструкция практически не требует доработки впускных трубопроводов. Профилированные прорези в золотниках позволяют обеспечить выгодную регуляторную ветвь скоростной характеристики двигателя.

Регулирующий орган такого типа обеспечивает малые колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя при сбросе и резком увеличении нагрузки. Кроме того, данный регулятор прост по исполнению и удобен в обслуживании.

Газоздушный смеситель заимствован с двигателя ЯМЗ – 240Ю (газодизельная модификация двигателя ЯМЗ – 240М2) с соответствующими доработками.

3.3.3 Газовый редуктор низкого давления

Двухступенчатый газовый редуктор унифицирован для всех отечественных грузовых газобаллонных автомобилей и объединяет в одном корпусе первую и вторую ступени редуцирования, разгрузочное устройство, сетчатый газовый фильтр 1, дозирующее экономайзерное устройство 9, датчик манометра давления газа. Сетчатый фильтр устанавливается на входе СПГ в первую ступень редуктора. В первой ступени давление газа снижается до 0,15 – 0,2 МПа.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		42

Во второй ступени редуктора давление газа снижается с 0,15 – 0,2 МПа до величины близкой к атмосферному давлению. Внутри полости второй ступени размещено разгрузочное устройство пневматического типа. Устройство соединено с впускным трубопроводом двигателя.

Клапаны редуктора – плоские, выполнены из маслобензостойкой резины. Диафрагмы изготовлены также из маслобензостойкой прорезиненной ткани толщиной: 2,0 мм диафрагмы первой ступени и 0,35 мм – второй ступени.

Из второй ступени редуктора газ поступает в дозирующее экономайзерное устройство 9, откуда через дозирующие жиклёры (шайбы) мощностной и экономической регулировок направляется в выходной патрубок и далее в смеситель. Дозирующие шайбы подобраны для каждого типа двигателя исходя из получения максимальной мощности при полном открытии заслонок дозирующего устройства и максимальной топливной экономичности двигателя при работе его на частичных нагрузках. Для двигателя ЯМЗ проходные сечения дозирующих шайб:

- экономическая регулировка $D_{ш} = 12$ мм;
- мощностная регулировка $D_{ш} = 9,8$ мм.

Основными требованиями, предъявляемыми к работе автомобильного газового редуктора, являются малые колебания входного давления газа при работе двигателя на различных режимах.

Кроме того, для устранения колебаний от дорожных неровностей, которые передаются на диафрагмы ступеней редуктора, следует располагать редуктор так, чтобы диафрагмы располагались вертикально. Это устранит возможные перебои в поступлении газа в смеситель и улучшит работу двигателя.

3.3.4 Газовый редуктор высокого давления

Газовый редуктор высокого давления обеспечивает поддержание давления газа на выходе из редуктора в пределах 0,8 ... 1,2 МПа. Он характеризуется следующими параметрами:

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		43

наибольшая пропускная способность при максимальном рабочем давлении, м³/ч 56,0;

-давление на входе в редуктор, МПа	20,0;
-рабочее давление на выходе из редуктора, МПа	0,8 – 1,2;
-неравномерность рабочего давления, МПа	± 0,13;
-давление срабатывания предохранительного клапана, МПа	1,7;
-материал уплотнения клапана	Дифлон М – 3.

Редуктор высокого давления состоит из корпуса крышки, седла, датчика манометра высокого давления, датчика 11 сигнализатора падения давления, керамического фильтра, предохранительного клапана 12 и редуцирующего узла. Редуцирующий узел редуктора состоит из клапана 10, пружины, направляющего толкателя 3. Благодаря установке двух фильтров редуктор обладает повышенной степенью фильтрации газа.

При вращении регулировочного винта 4 по часовой стрелке усилие нажимной пружины 6 передаётся через мембрану 7, толкатель 3 и редуцирующий клапан 10.

Давление газа в редукторе высокого давления понижается путём одноступенчатого расширения его при прохождении между клапаном 10 и седлом клапана. Газ высокого давления, пройдя керамический фильтр, поступает в камеру высокого давления А, проходит через редуцирующий узел и попадает в рабочую камеру Б. Редуцирующий узел открыт до тех пор, пока давление газа под мембраной не уравнивает усилие нажимной пружины.

Редуктор высокого давления крепится на лонжероне рамы рядом с подогревателем газа.

При повышении давления газа на выходе из редуктора выше 1,7 МПа срабатывает предохранительный клапан 12. Газовый редуктор снабжён датчиком – выключателем аварийного падения давления. Загорание сигнальной лампы этого датчика в кабине автомобиля свидетельствует о падении давления в газовых баллонах и необходимости заправки.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		44

3.3.5 Подогреватель газа, вентили, трубопроводы, баллоны для сжатого газа

Для нормальной устойчивой работы газового двигателя необходимо чтобы газ, поступающий из баллонов, подогревался, так как при редуцировании он сильно охлаждается. Для этой цели используют тепло отработавших газов или жидкость из системы охлаждения.

Подогреватель СПГ состоит из корпуса 3, теплообменного элемента 4, патрубков 7 и 8, штуцеров 1 и 6. Патрубки входной 7 и выходной 8, соединяются с системой охлаждения двигателя. При циркуляции жидкости в корпусе подогревателя СПГ нагревается. Жидкость из системы охлаждения отбирается из левой водяной трубы и сливается в коробку термостата.

Газобаллонная установка имеет четыре специальных вентиля: наполнительный, магистральные и расходный. В качестве наполнительного вентиля используется вентиль ВМН – 1, а в качестве расходного и магистрального – ВМР – 1.

Конструкция вентиля одинакова. Различаются они только резьбой на боковом штуцере. Наполнительный вентиль ВМН – 1 состоит из корпуса 1, клапана 2, связанного при помощи муфты 3 со шпинделем 4 и маховиком 5. Клапан 2 имеет наружную резьбу и ввинчен в корпус 1. Уплотнители 8 и 9, защитное и уплотнительные кольца 10 и 11 соответственно поджимаются гайкой 12 и обеспечивают герметичность вентиля в открытом положении клапана 2.

Наполнительный вентиль имеет боковой штуцер 16 с левой резьбой, обеспечивающей при помощи накидной гайки подключение заправочного шланга газораздаточной колонки или переходного штуцера, для подключения других баллонов. Корпус 1 вентиля имеет коническую резьбу.

Все газопроводы от газовых баллонов до редуктора высокого давления выполнены из стальных тонкостенных трубок с наружным диаметром 10 мм и внутренним диаметром 6 мм. Газопроводы соединяют с переходниками вентиля и другими элементами газовой аппаратуры с помощью беспрокладочного

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		45

нипельного соединения (рисунок 3.9). Герметичность такого соединения достигается путем врезания ниппеля 3 после затяжки в трубку и плотным прижатием торца трубки и присоединяемой детали 1 с помощью накидной гайки 2. Ниппельное соединение допускает многократную разборку. Снаружи все газопроводы окрашиваются масляной или эмалевой краской в красный цвет.

Автомобильные баллоны для СПГ изготавливаются из углеродистой и легированной стали по ГОСТ 949-73. Объем баллона 50 литров с возможностью хранения СПГ при температуре от минус 50 до 60 градусов Цельсия.

Баллоны соединяют последовательно группами по 4 баллона. Каждая группа имеет расходный вентиль и соединена трубопроводом с распределительной крестовиной. На крестовине находятся наполнительный и расходный вентили. Длина баллона 1700 мм, наружный диаметр 219 мм, масса баллона из легированной стали 62,5 кг.

3.4 Конструктивные изменения двигателя

3.4.1 Изменение камеры сгорания

При конвертации двигателя ЯМЗ-240 для работы на газовом топливе необходимо изменить степень сжатия: уменьшить с 16,5 до 12, чтобы обеспечить устойчивую работу на газовом топливе с искровым зажиганием.

Днище поршня, в котором располагается однополостная камера сгорания дизельного двигателя, подвергается технологической обработке с целью увеличить объем камеры сгорания.

Увеличивать глубину камеры сгорания нецелесообразно, ввиду возникаемых тепловых напряжений. Следовательно, изменения камеры сгорания ведем в двух направлениях. Во-первых, убираем вытеснитель, не нужный в газовом двигателе из-за внешнего смесеобразования и лучшего наполнения. Во-вторых, расширяем камеру сгорания за счет увеличения ее диаметра.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		46

Произведем расчет ширины камеры сгорания после обработки.

Степень сжатия двигателя ε находится по формуле:

$$\varepsilon = \frac{V_n + V_c}{V_c},$$

где V_n и V_c – соответственно рабочий объем цилиндра и объем камеры сгорания, см^3 .

$$V_n = \frac{\alpha * D^2}{4} * H,$$

где α - диаметр цилиндра, см;

H – ход поршня, см.

$$V_n = \frac{3,1416 * 13^2}{4} * 14 = 1858 \text{ см}^3.$$

Объем камеры сгорания после обработки должна быть равна:

$$V_c' = \frac{V_n}{\varepsilon - 1} = \frac{1858}{12 - 1} = 169 \text{ см}^3.$$

Глубина камеры сгорания $h = 2,48$ см. Тогда ее диаметр равен:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 * V_c'}{\alpha * h}} = \sqrt{\frac{4 * 169}{3,1416 * 2,48}} = 9,31 \text{ см}.$$

Диаметр исходной камеры сгорания дизельного двигателя $D = 73$ мм. Следовательно, чтобы получить необходимую степень сжатия нужно убрать со стенок слой металла, толщиной 10 мм.

Поршень двигателя ЯМЗ изготовлен из высококремнистого алюминиевого сплава. Проверочный расчет элементов поршня [6] осуществляется без учета переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допусковых напряжений. Рассчитываем днище, стенку головки, верхнюю кольцевую перемычку, юбку поршня.

Напряжения изгиба в днище поршня:

$$\tau_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = Pz \max * \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2,$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент, Н·м;

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		47

$W_{из}$ – момент сопротивления сечения днища поршня, $м^3$;

$P_{zmax}=P_z$ – максимальное давление сгорания, МПа;

r_i – внутренний радиус днища, м;

δ – толщина перемычки днища поршня, м.

Внутренний радиус днища поршня газового и дизельного двигателя:

$$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) \right],$$

где s – толщина стенки между внутренней поверхностью поршня и кольцевой канавкой, м;

t – толщина поршневого кольца, м;

Δt – зазор между поршневым кольцом и канавкой в радиальном направлении, м.

$$s=25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad t=8.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \Delta t=1.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

В обоих случаях: дизельного двигателя и газового двигателя значение r_i будет одинаковым. Одинаковым будет и значение толщины перемычки днища поршня δ .

Тепловые напряжения охлаждаемых алюминиевых поршней:

$$\sigma_{теп} = L \cdot E \cdot q \cdot \delta / (200 \cdot \chi_{теп}),$$

где L – коэффициент линейного расширения материала, $К^{-1}$; $L=11 \cdot 10^{-6} К^{-1}$;

E – модуль упругости материала, МПа; $E=1,1 \cdot 10^5$ МПа;

q – удельная тепловая нагрузка, $Вт/м^2$;

$\chi_{теп}$ – коэффициент теплопроводности материала, $Вт/(м \cdot К)$.

Для четырехкратного двигателя приближенно:

$$q=11,63 \cdot (6000+26 \cdot n) \cdot p_i,$$

где n – частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$; $n=n_m=2100$ $мин^{-1}$;

p_i – среднее индикаторное давление, МПа.

Суммарное напряжение в охлаждаемом днище:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{ид} + \delta_{теп} = p_{z \max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 + L \cdot E \cdot q \cdot \delta / (200 \cdot \chi_{теп}).$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		48

Т.к. максимальное давление сгорания у газового двигателя меньше, чем у дизельного варианта, а остальные составляющие не изменились, следовательно:

$$\delta_{\Sigma \text{ д}} > \delta_{\Sigma \text{ г}} .$$

Головка поршня рассчитывается в сечении x-x (рис.3), т.к. здесь расположены отверстия для отвода масла:

$$\delta_{\text{сн}} = p_{z \text{ max}} / F_{\text{x-x}} ,$$

где $F_{\text{x-x}}$ – площадь сечения x-x, м^2 .

При доработке поршня площадь не изменилась, и, следовательно,:

$$\delta_{\text{сн. д}} > \delta_{\text{сн. г}} .$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

$$\delta_{\text{р}} = P_j / F_{\text{x-x}} ,$$

где P_j – сила инерции возвратно-поступательных движущихся масс, МН.

$$P_j = m_{\text{x-x}} \cdot R \cdot w_{\text{x-x}}^2 \max (1-\chi) ,$$

где $m_{\text{x-x}}$ – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x-x, Н;

R – радиус кривошипа коленчатого вала, м;

$w_{\text{x-x}} \max$ – максимальная угловая скорость вращения коленчатого вала, с-1;

χ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Т.к. масса головки поршня при дообработке снижается, а остальные составляющие не изменились, следовательно:

$$\delta_{\text{р. д}} > \delta_{\text{р. г}} .$$

Вывод, который можно сделать из этих сравнений – головка поршня испытывает меньшие напряжения в газовом двигателе, а следовательно удовлетворяет прочностным требованиям.

Напряжения среза кольцевой перемычки:

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{z \text{ max}} \cdot \frac{D}{h_n} ,$$

где h_n – высота перемычки, м.

Высота перемычки остается неизменной и, следовательно, т.к.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

$$p_{z \max \text{ д.}} > p_{z \max \text{ г.}}$$

$$\tau_{\text{д}} > \tau_{\text{г}}$$

Напряжение изгиба кольцевой перемычки:

$$\sigma_{\text{изг.}} = 0,0045 \cdot p_{z \max} \left(\frac{D}{h_n} \right)^2$$

Аналогично выше описанному $\delta_{\text{изг. д.}} > \delta_{\text{изг. г.}}$

Максимальные удельные давления юбки поршня $h_{\text{ю}}$ и по всей высоте H поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{\text{ю}} \cdot D);$$

$$q_2 = N_{\max} / (H \cdot D);$$

где N_{\max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности.

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta = F_{\text{п}} \cdot (\Delta p_{\text{г}} + p_{\text{ж}}) \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где $\Delta p_{\text{г}}$ – избыточное давление над поршнем, МПа;

$p_{\text{ж}}$ – удельная сила инерции, МПа;

β – угол между осью цилиндра и шатуном.

Из-за меньшего давления газов в газовом цикле удельные давления q_1 и q_2 меньше в случае газового цикла.

3.4.2 Привод датчика–распределителя

В проектируемом двигателе применяется воспламенение рабочей смеси т искры свечи зажигания. Следовательно, необходимо оборудовать двигатель приводом датчика – распределителя. Используя аналогичные наработки специалистов института НАМИ, предлагаем привод датчика-распределителя устанавливать на место топливного насоса высокого давления (ТНВД), который снимается. Данный привод представляет собой одноступенчатый редуктор с цилиндрической косозубой передачей со скрещивающимися осями.

В предлагаемом приводе используем пару шестерен, применяемые на автомобиле ГАЗ-53 в аналогичном узле. Достоинством данного приспособления яв-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		50

ляется то, что вся ведомая часть от двигателя ГАЗ-53 требует минимальной обработки, осуществимой в условиях АТП.

Ведущий вал привода разрабатывается на основании следующего. Вал ГНВД базового двигателя испытывает определенные нагрузки, которые значительно выше нагрузок, которые будут возникать в проектируемом валу. Но, учитывая удобство сочленения привода ГНВД и ведущего вала привода датчика-распределителя, а именно через муфту, изготовляем выходной вал диаметром, равным 25 мм, как у вала ГНВД. Остальные размеры выбираем конструктивно. Шестерню предлагаем изготовлять заодно с валом. Для соединения используем муфту упругую втулочно-пальцевую 125-25-1 ГОСТ 21424-75.

Подшипники качения ввиду того, что применена косозубая цилиндрическая передача, а, следовательно, присутствует осевая нагрузка и следует выбирать радиально-упорные подшипники.

Применим метод подбора подшипников по динамической грузоподъемности.

Номинальная долговечность (ресурс) подшипников в миллионах оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n ,$$

Где С – динамическая грузоподъемность по каталогу [1];

P – эквивалентная нагрузка;

n – показатель степени для шариковых подшипников n=3.

Номинальная долговечность в часах

$$L_n = \frac{10^6 * L}{60 * n} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P} \right)^n .$$

Для однорядных радиально-упорных подшипников эквивалентная нагрузка:

$$\text{при } \frac{Fa^x}{V * F_r^x} > e : \quad P = (XVF_r^x + YF_a^x) K_0 K_T ;$$

$$\text{при } \frac{Fa^x}{V * F_r^x} < e : \quad P = VF_r^x K_0 K_T ,$$

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		51

где V – коэффициент, учитывающий вращение колец при вращении внутреннего кольца подшипника $V=1$;

X – коэффициент, учитывающий приведения радиальной нагрузки;

Y – коэффициент приведения осевой нагрузки;

K_6 – коэффициент безопасности; $K_6 = 1,7$;

K_T – температурный коэффициент; $K_T = 1,05$;

F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки.

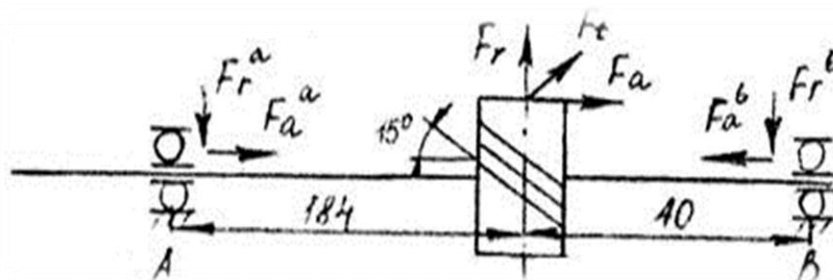


Рисунок 3.4 – Расчетная схема ведущего вала привода

Радиальная нагрузка (рисунок 3.4) :

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} ;$$

Осевая нагрузка: $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$,

Где F_t – тангенциальная сила, Н;

α - угол зацепления в нормальном сечении $\alpha=20^\circ$;

β - угол наклона зубьев $\beta=15^\circ$;

Тангенциальная сила равна:

$$F_t = \frac{N_{вв}}{V} ,$$

Где $N_{вв}$ – мощность на ведущем валу привода, кВт;

V – окружная скорость, м/с.

Мощность на ведущем валу привода распределителя составит около 0,5 % от

$N_e : N_{вв} = 0,87$ кВт.

Окружная скорость ведущей шестерни:

$$V = \omega \cdot R = \pi \cdot n \cdot R / 60,$$

где ω - частота вращения, с^{-1} ;

n – частота вращения ведущего вала, $n = n_N \cdot 0,5 = 2100 \cdot 0,5 = 1050 \text{ мин}^{-1}$;

R – радиус делительной окружности, м;

$$R = 23 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\text{Получаем: } V = 3.1416 \cdot 1050 / 60 \cdot 23 \cdot 10^{-3} = 1.26 \text{ м/с.}$$

Согласно (3.20) – (3.22) :

$$F_t = 0,87 \cdot 10^3 / 1,26 = 690,5 \text{ Н;}$$

$$F_r = 690,5 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 260,2 \text{ Н;}$$

$$F_a = 690,5 \cdot \text{tg } 15^\circ = 185,0 \text{ Н;}$$

$$e = F_a / F_r = 185,0 / 260,2 = 0,711.$$

Наиболее нагружен подшипник В (рисунок 3.4) получим:

$$F_r^b = \frac{184 \cdot F_r}{184 + 40} = \frac{184 \cdot 260,2}{184 + 40} = 213,7 \text{ Н;}$$

$$F_a^b = F_a = 185,0 \text{ Н;}$$

$$\text{Получаем: } \frac{F_a^b}{V \cdot F_r^b} = \frac{185}{1,0 \cdot 213,7} = 0,866 > e = 0,711.$$

По формуле (3.18) эквивалентная нагрузка:

$$P = (1 \cdot 0,45 \cdot 213,7 + 1,17 \cdot 185,0) \cdot 1,7 \cdot 1,05 = 558,0 \text{ Н.}$$

Выбираем подшипник особо легкой серии 46105 с.

$$C = 26900 \text{ Н [1].}$$

Ресурс в часах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1050} \cdot \left(\frac{26900}{558} \right)^3 = 1,78 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

Большой ресурс подшипника получился в связи с желанием создать удобную и простую конструкцию привода датчика-распределителя.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		53

4 МЕРЫ ПО ОХРАНЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Автомобильный транспорт наряду с промышленными предприятиями является главным источником загрязнения атмосферы.

Присутствие токсичных компонентов в отработавших газах поршневых двигателей обусловлено рядом конструктивных и регулировочных факторов, видам используемых топлив и масел. Оно также зависит от протекания процесса сгорания, условий работы и технического состояния двигателей.

К числу основных токсичных веществ, выделяемых с отработавшими газами, относятся: окись углерода, окислы азота и серы, углеводорода, альдегиды азота, а также свинец и его соединения.

Токсичность отработавших газов может быть уменьшена путем предупреждения образования токсичных компонентов или посредством их нейтрализации.

Для снижения токсичности отработавших газов применяют конструкционные изменения и регулировки, позволяющие работать на бедных смесях. При этом наблюдается увеличение окислов азота, которое можно уменьшить уменьшением угла опережения зажигания.

При работе двигателя на неустановившемся режиме во время прогрева на богатой смеси можно уменьшить выделения углеводородов, применяя подогрев всасываемого воздуха горячей охлаждающей жидкостью или отработавшими газами.

Уменьшение содержания окиси азота достигается путем ограничения максимальной температуры сгорания и уменьшения количества подаваемого топлива. Подобные результаты можно получить установкой более позднего зажигания, обогащения или значительного обеднения смеси, рециркуляцией отработавших газов.

Данный дипломный проект представляет собой способ уменьшения токсичных компонентов методом использования высококачественного моторного топ-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		54

лива – природного газа. Условное количество токсичных веществ в отработавших газах дизельных двигателей с учетом их агрессивности заносим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Состав отработавших газов дизельных двигателей

Токсичные вещества	Количество токсичных веществ на 1000 литров сжигаемого топлива, кг
Окись углерода CO	25
Углеводороды CH	15
Окись азота NO _x	1480
Сажа	1200
Соединения свинца	0

В таблицу 4.2 заносим показатели токсичности газовых двигателей.

Очевиден приоритет газовых двигателей перед дизельными. В частности, по окиси азота почти в 8 раз, сажи у газобаллонных автомобилей практически нет.

Таблица 4.2 – Состав отработавших газов газовых двигателей

Токсичные вещества	Количество токсичных веществ на 1000 литров сжиженного топлива у газовых двигателей, кг
Окись углерода CO	67
Углеводороды CH	260
Окись азота NO _x	185
Соединения свинца	0

Уменьшение токсичных компонентов дает большой экономический эффект от снижения выплат за выбросы отработавших газов.

5 ОРГАНИЗАЦИОННО – ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Перевод автомобильного транспорта на газовое топливо позволяет более рационально использовать топливно – энергетические ресурсы, значительно сократить потребление нефтяного топлива и, следовательно, добычу нефти, с меньшими затратами решить проблему защиты окружающей среды от вредного воздействия эксплуатируемых автомобилей.

Исходными данными для расчёта экономической эффективности применения газобаллонных автомобилей служат техническая характеристика газобаллонного автомобиля и эксплуатационные показатели работы автомобилей на базовом предприятии.

Экономическая эффективность газобаллонных автомобилей рассматривается в сравнении с базовыми дизельными автомобилями. Общий экономический эффект получен с учётом основных затрат на эксплуатацию подвижного состава, а также экономии от увеличения ресурса двигателя.

Расчёт экономического эффекта от использования конвертированного двигателя ЯМЗ в газовый двигатель проводим на основе наличия в автоколонне моделей автомобилей с данным двигателем. В качестве базового автомобиля принят седельный тягач МАЗ – 54329.20 с полуприцепом МАЗ – 9397.

5.1 Экономический эффект за счёт изменения ресурса двигателя

При работе двигателя на газе экономия может быть определена из условия увеличения межремонтного пробега газового двигателя в 1,5 раза. Такое увеличение ресурса двигателя принято на основе данных эксплуатации газобаллонных автомобилей в стране и исследовательских работ, проведённых нами.

Экономический эффект по этой статье:

$$\Delta Z = Ц_{дв} \cdot ((p_1 + E_n)/(p_2 + E_n) - 1),$$

где p_1 и p_2 – коэффициенты реновации; $p_1 = 0,087$, $p_2 = 0,064$.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		56

$$\text{Э}2 = 250000 \cdot ((0,087 + 0,15)/(0,064 + 0,15) - 1) = 26869 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект:

$$\text{Э}2\Gamma = \text{Э}2/\Gamma_{\text{н}} = 26869/8,09 = 3321,5 \text{ руб.}$$

5.2 Экономическая эффективность снижения концентрации окиси азота в отработавших газах

Исходные данные для экономического расчёта приведены в таблице 5.1

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчёта экономической эффективности снижения концентрации окиси азота в отработавших газах

Показатели	Значения
Время в наряде, $\Gamma_{\text{н}}$, ч	9,5
Число дней работы автомобиля $D_{\text{р}} \cdot \alpha_{\text{в}}$, дн/год	183
Расход топлива, кг/ч:	
на холостом ходу $V_{\text{тхх}}$	14
при замедлении $V_{\text{тз}}$	14
при разгоне $V_{\text{тр}}$	42
на установившемся режиме $V_{\text{ту}}$	36
Коэффициенты, учитывающие долю работы двигателя:	
при замедлении $K_{\text{з}}$	0,2
на холостом ходу $K_{\text{хх}}$	0,3
при разгоне $K_{\text{р}}$	0,25
на установившемся режиме $K_{\text{у}}$	0,25
Полезное использование топлива:	
на холостом ходу $\alpha_{\text{хх}}$	0,885
при замедлении $\alpha_{\text{з}}$	0,885
при разгоне $\alpha_{\text{р}}$	0,85
при установившемся режиме $\alpha_{\text{у}}$	0,98

В основу методики расчёта положен годовой экономический ущерб от выброса окиси азота в атмосферу.

Количество выбросов окиси азота с отработавшими газами автомобиля:

$$V_{\text{NO}} = 0,417 \cdot \Gamma_{\text{н}} \cdot D_{\text{р}} \cdot [K_{\text{хх}} \cdot V_{\text{тхх}} \cdot (1 - \alpha_{\text{хх}}) + K_{\text{з}} \cdot V_{\text{тз}} \cdot (1 - \alpha_{\text{з}}) + K_{\text{р}} \cdot V_{\text{тр}} \cdot (1 - \alpha_{\text{р}}) + K_{\text{у}} \cdot V_{\text{ту}} \cdot (1 - \alpha_{\text{у}})] = 0,417 \cdot 9,5 \cdot 183 \cdot [0,3 \cdot 14 \cdot (1 - 0,885) + 0,2 \cdot$$

$$\cdot (1 - 0,885) + 0,25 \cdot 42 \cdot (1 - 0,85) + 0,25 \cdot 36 \cdot (1 - 0,98)] = 1855,9 \text{ кг/год.}$$

(6.15)

Учитывая, что при переводе двигателей с дизельного топлива на газообразное топливо выбросы окиси азота снижаются в 1,5 раза, экономический эффект при этом:

$$\text{Эф}_{\text{NO}} = 0,5 \cdot V_{\text{NO}} \cdot R,$$

где R – удельный ущерб от выбросов окиси азота в атмосферу.

Для высокоиндустриальных и густонаселённых районов, ущерб принимается равным 0,8 рублей за 1 тонну NOx.

$$\text{Эф}_{\text{NO}} = 0,5 \cdot 1855,9 \cdot 0,8 = 742,4 \text{ руб/год.}$$

5.3 Суммарная экономия за счёт всех факторов

Суммарная экономическая эффективность применения газобаллонных автомобилей будет складываться из суммы эффективности использования подвижного состава, экономии за счёт изменения ресурса двигателя и экономической эффективности от снижения выбросов окиси азота.

Суммарный экономический эффект за год:

$$\text{Эсум г.} = \text{Э1г} + \text{Э2г} + \text{Эф NO},$$

$$\text{Эсум г.} = 13977,8 + 3321,5 + 742,4 = 47935,2 \text{ руб.}$$

Суммарный экономический эффект за весь срок эксплуатации:

$$\text{Эсум} = \text{Эсум г.} \cdot T_{\text{н}} = 47935,2 \cdot 8,09 = 387795,8 \text{ руб.}$$

Полученные результаты представлены в таблице 5.2.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

Таблица 5.2 – Суммарная экономия за счёт всех факторов

Показатели	Дизельный автомобиль	Газовый автомобиль
Затраты на топливо, Z_T , руб.	156030	111749,6
Затраты на смазочные материалы, $Z_{см}$, руб.	22190,9	22293,9
Затраты на ТО и ТР ПС, $Z_{ТО}$, руб.	47543,4	53882,5
Затраты на содержание зданий и сооружений и оборудования для газовых автомобилей, $Z_{сод}$, руб.	–	111,88
Амортизационные отчисления на ПС, $Z_{а.о.}$, руб.	38034,7	40570,4
Затраты на эксплуатацию ПС, Z , руб.	263799	229439,8
Годовой экономический эффект от снижения эксплуатационных затрат, \mathcal{E}_1 , руб.	–	13977,8
Экономический эффект за счёт использования ресурса двигателя, \mathcal{E}_2 , руб.	–	3321,5
Годовой экономический эффект от снижения токсичности отработавших газов, $\mathcal{E}_{ф\ NO}$, руб.	–	742,4
Суммарный годовой экономический эффект, $\mathcal{E}_{сум\ Г}$, руб.	–	18041,7

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной работе рассмотрен вопрос конвертации дизельного двигателя ЯМЗ для работы на сжатом газе.

В технико – экономическом обосновании были показаны основные преимущества автомобилей, использующих в качестве моторного топлива газовое: сжатый природный либо сжиженный нефтяной газ. Основные преимущества: существенное снижение токсичности отработавших газов, увеличение из-за условий эксплуатации более благоприятных межремонтных пробегов, относительно низкая стоимость газа по сравнению с жидкими видами топлива, высвобождение значительного количества дорогого жидкого моторного топлива, снижение уровня шума при работе на газовом топливе.

Расчётно – проектная часть содержит тепловой расчёт проектируемого двигателя, представлена сравнительная таблица показателей дизельного и газового двигателей. Дан анализ результатов расчётов. Полученные показатели газового двигателя – мощность $N_e = 173,6$ кВт, крутящий момент $M_e = 789,4$ Н·м по сравнению с показателями базового двигателя ЯМЗ – 240: $N_e = 176,5$ кВт; $M_e = 803$ Н·м доказывают практическую идентичность эксплуатационных показателей. Также представлены построенные индикаторная диаграмма и внешняя скоростная характеристика проектируемого двигателя.

Конструкторско – технологическая часть показывает необходимый объём переоборудования двигателя для работы на газовом топливе и конструктивных изменений базового двигателя. Система питания составляется из серийно выпускаемых агрегатов, что обуславливает сравнительно низкую стоимость конвертации.

Организационно – экономическая часть дипломного проекта подтверждает экономическую эффективность переоборудования: суммарный экономический эффект за весь срок эксплуатации составил 38165 рублей. В том числе от сни-

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		60

жения эксплуатационных затрат – 28506 рублей, от увеличения ресурса двигателя – 3654 рублей, от уменьшения выбросов окислов азота – 6005 рублей.

Проделанная работа даёт право утверждать, что квалификационная выпускная работа раскрывает тему, а именно «Конструктивные мероприятия по переводу дизеля ЯМЗ-240 на газовое топливо для установки на наземные транспортные средства».

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		61

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Архангельский, В.М. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский. – М.: Машиностроение, 1977 – 591 с.
2. Анисимов, А.П. Экономика, планирование и анализ деятельности автотранспортных предприятий / А.П. Анисимов. – М.: Транспорт, 1998. – 245 с.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора–машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1978 – 728 с.
4. Генкин, К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М.: Машиностроение, 1977 – 192 с.
5. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1980 – 400 с.
6. Малов, Р.В. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды / Р.В. Малов. – М.: Транспорт, 1982 – 300 с.
7. Яковицкий, А.А. Методические указания к лабораторным работам по курсу Теория автомобильных двигателей / А.А. Яковицкий.–Вологда, 1986 – 35 с.
8. Морев, А.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей: Учебное пособие для профессионального обучения рабочих на производстве / А.И. Морев, В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988 – 196 с.
9. Морев, А.И. Газобаллонные автомобили: Справочник / А.И. Морев, В.И. Ерохов, Б.А. Бечетов. – М.:Транспорт, 1992 – 175 с.
- 10.Мягков, В.Д. Допуски и посадки / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов. – Л.: Машиностроение, 1978 – 544 с.
- 11.Железко, Б.Е. Расчёт и конструирование автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / Б.Е. Железко, В.Н. Адамов, И.К. Русецкий. – М.: Высшая школа, 1987 – 247 с.
- 12.Клещ, С.А. Технологическое проектирование АТП и СТО. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Часть I. Справочно–нормативные материалы для технологического расчета АТП и СТО / С.А. Клещ. – Вологда: ВПИ, 1996. – 36 с.
- 13.Краткий автомобильный справочник / НИИАТ. – М.: Транспорт, 1994. – 380 с.
- 14.Напольский, Г.М. Технологическое проектирование АТП и СТО / Г.М. Напольский. – М.: Транспорт, 1993. – 272 с.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Да-</i>		62

- 15.Чекмарёв, А.А. Справочник по машиностроительному черчению / А.А. Чекмарёв, В.К. Осипов. – М.: Высшая школа; Изд. центр "Академия", 2000. – 493 с.
- 16.Шутикова, Ж.Ф. Бухгалтерский учет на автотранспортном предприятии / Ж.Ф. Шутикова. – М.: Финансы и статистика, 1999. – 128 с.

					23.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Да-</i>		63

