

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления

(направленность, профиль)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Повышение эффективности дизель-генераторных установок

Студент

М.И. Харасов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный

А.М. Дзюбан

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

руководитель

Руководитель программы к.т.н., доцент Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« ____ » _____ 2018 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМиСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная
подпись)

« ____ » _____ 2018 г.

Тольятти 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ГЛАВА 1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС.....	5
1.1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС.....	5
1.2 КОМПЛЕКС КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ДВИГАТЕЛЕЙ	12
1.3 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС	13
1.4 ВЫБОР АНАЛОГОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ. ИХ СРАВНЕНИЕ.....	13
1.5 ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО КОНЦЕПЦИИ РАЗРАБАТЫВАЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ	14
ГЛАВА 2 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВС.....	15
2.1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВС	15
2.2 КОМПЛЕКС КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ДВИГАТЕЛЕЙ	20
2.3 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВС.	20
2.4 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО КОНЦЕПЦИИ РАЗРАБАТЫВАЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ	20
ГЛАВА 3 СРАВНЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО И БЕНЗИНОВОГО ДВС.....	22
3.1 СРАВНЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО И БЕНЗИНОВОГО ДВС	22
ГЛАВА 4 ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ И СИСТЕМЫ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВС	26
4.1 СИСТЕМА СМАЗКИ	26
4.2 ТИПЫ КАМЕР СГОРАНИЙ ДИЗЕЛЬНОГО ДВС.	29
4.3 ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	33
4.4 КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ	35
4.5 ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА.....	37
4.6 РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ВАЛ.....	41
4.7 ДЕКОМПРЕССОР	42
4.8 ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ	44
4.9 БЛОК ЦИЛИНДРА И ГИЛЬЗА	45
4.10 КРЫШКА ГЛАВНОГО ПОДШИПНИКА	46
4.11 СТАРТЕР	47
4.12 СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБОРОТОВ	52
4.13 СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ.....	53
ГЛАВА 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ	55
5.1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	55
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	75
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	77

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время, двигатели внутреннего сгорания применяются в большом количестве различных технических средств, причем, данными средствами являются не только автомобили. В аграрном и жилищно-коммунальном секторе все чаще наблюдается применение одноцилиндровых дизельных ДВС.

Важным фактором при выборе двигателя является его эффективные показатели (мощность N_e , крутящий момент $M_{кр}$, расход топлива g_e , КПД η , стоимость, ремонтпригодность, простота обслуживания, долговечность). Сравнивая бензиновый и дизельный ДВС, можно отметить, что у дизельного двигателя эффективные показатели лучше, но остаётся ряд недостатков, такие как экологичность, вес, холодный пуск и цена. Но с ростом технологий, данные недостатки становятся неактуальны.

Целью работы является анализ имеющихся одноцилиндровых двигателей внутреннего сгорания и на основе проведенного анализа разработать новый отечественный одноцилиндровый дизельный двигатель.

Для достижения цели были приняты следующие меры:

- найдены аналоги одноцилиндровых дизельных двигателей внутреннего сгорания;
- проведен конструктивный анализ систем одноцилиндрового дизельного двигателя внутреннего сгорания;
- проведен тепловой расчет одноцилиндрового дизельного двигателя внутреннего сгорания;

Объект исследования: одноцилиндровый дизельный двигатель внутреннего сгорания.

Предмет исследования: конструктивные особенности одноцилиндрового дизельного двигателя внутреннего сгорания.

Научная новизна:

- создание нового отечественного дизельного двигателя внутреннего сгорания, применяемый в сельскохозяйственной местности, коммунально-жилищном хозяйстве, в качестве дизельных генераторов и вспомогательных силовых установок.

Практическая значимость работы:

- результаты проведенной работы позволят разработать экономичный и надежный одноцилиндровый дизельный двигатель внутреннего сгорания для внутреннего рынка России.

Структур и объем работы: диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений. Объем диссертации составляет 79 страниц, включая 37 рисунка, 4 таблицы. В работе проведены результаты тематического обзора открытой литературы, работ, проводимых по теме исследования. Результаты работ позволяют сделать выводы о дальнейшем развитии дизельных одноцилиндровых двигателей внутреннего сгорания и выделить наиболее перспективные направления их исследования.

ГЛАВА 1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС

1.1 Обзор конструкций современных одноцилиндровых дизельных ДВС

Рассматривая современные одноцилиндровые дизельные двигатели внутреннего сгорания, можно сделать вывод, что рынок в большей степени принадлежит китайским производителям: Kipor [4], Lifan, GreenField, Nomad, Hammermann, Weima, Prorab. Так же имеются японские и европейские производители одноцилиндровых дизельных ДВС, такие как Robin Subaru [1,2], Yanmar (Япония), Hatz (Германия), Lambordini (Италия) [3]. В России производством одноцилиндровых дизельных двигателей занимаются только 2 компании - ВСН (Пермь) и ТМЗ (Тула).

На практике удобно провести обзор гаммы имеющихся в современном мире одноцилиндровых дизельных двигателей внутреннего сгорания, оформив статистику по ним в виде графиков и гистограмм [5].

Для наглядности приведем графики зависимости различных показателей двигателя: степень сжатия, мощность, объем, год выпуска, вес, цена и т.д.

На рисунке 1 показана зависимость степени сжатия (ϵ) от мощности (N_e). Из графика видно, что степень сжатия варьируется в пределах 18,5 до 22 единиц, мощность от 3,3 до 14 л.с. Также можно отметить, что при повышении степени сжатия, мощность падает.

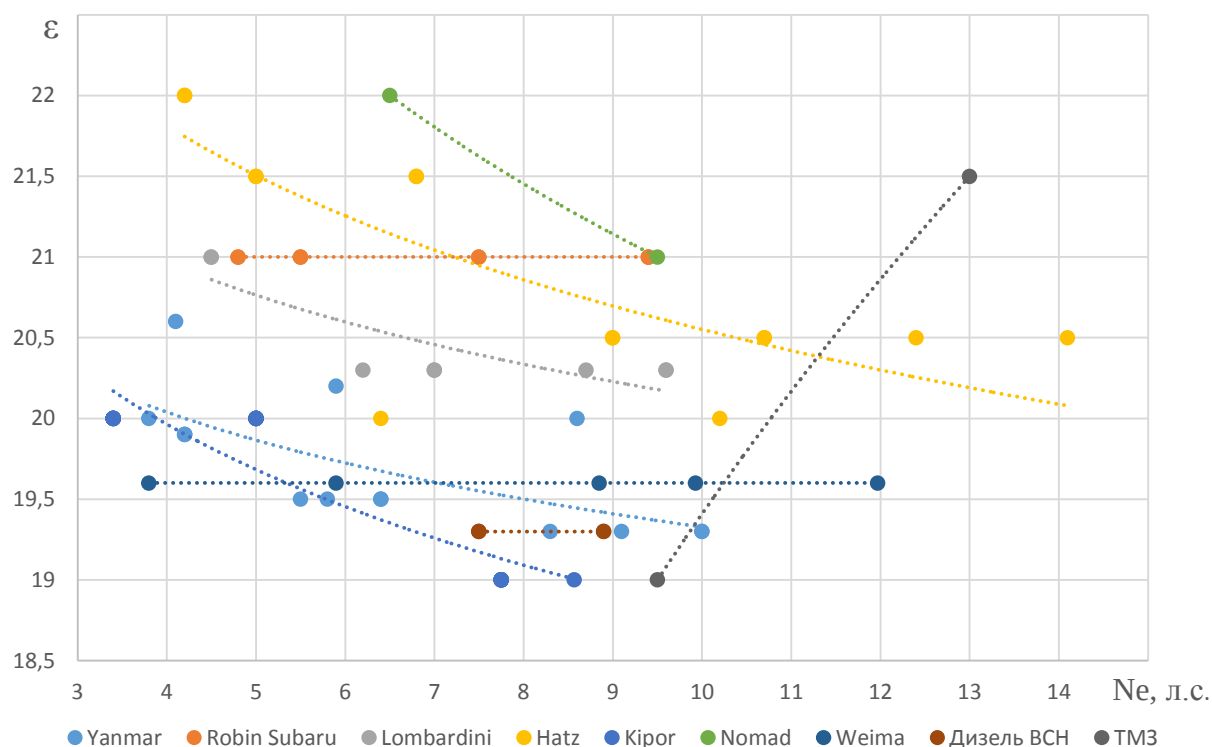


Рисунок 1 – Зависимость степени сжатия (ϵ) от мощности (N_e)

На рисунке 2 и 3 показана зависимость диаметра (D_p) и хода (S_p) поршня от мощности двигателя (N_e). Из графика видно, что с увеличением диаметра и хода поршня, мощность двигателя растёт. Сделано это с целью увеличения объёма и мощности соответственно.

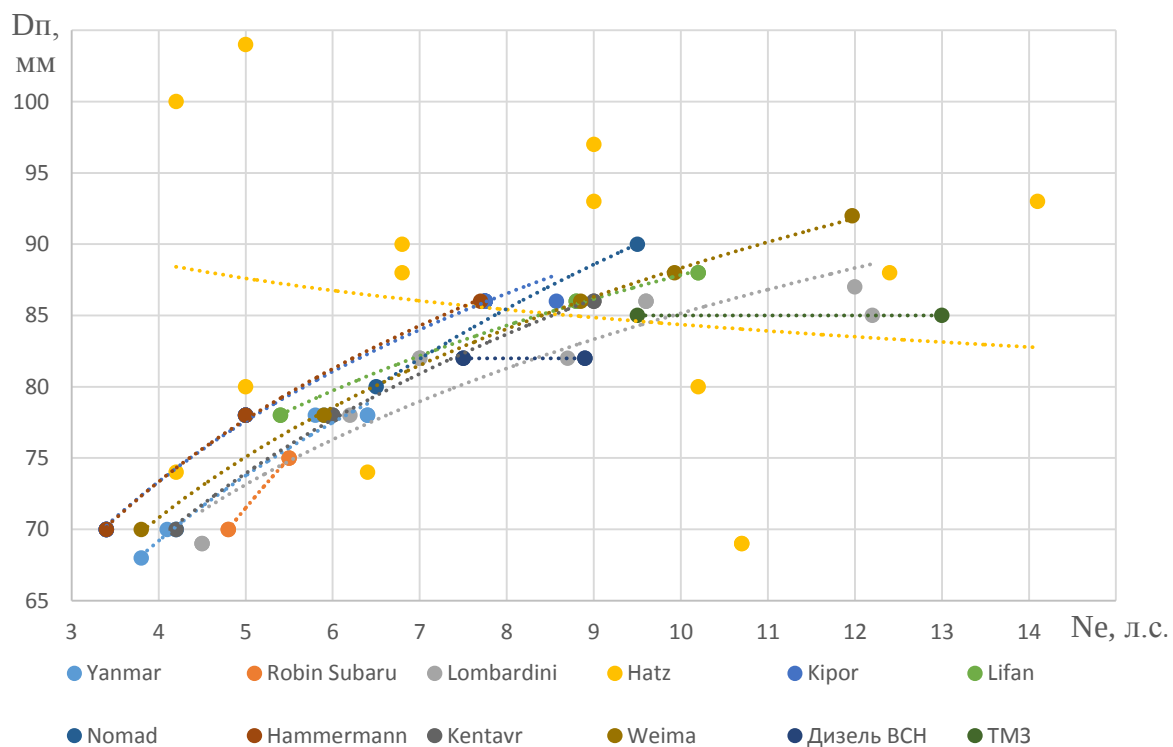


Рисунок 2 – Зависимость мощности (Ne) от диаметра поршня (Дп)

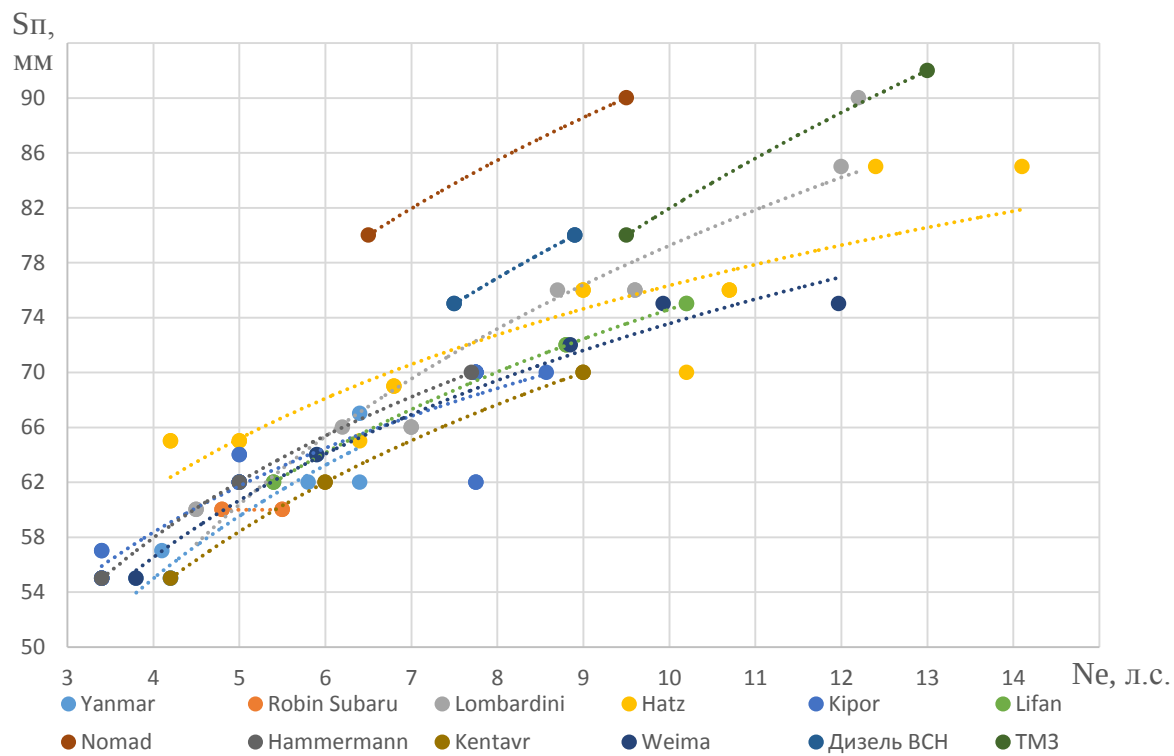


Рисунок 3 – Зависимость мощности (Ne) от хода поршня (Sp)

На рисунке 4 показана зависимость цены от мощности (Ne). Из графика видно, что с ростом мощности цена также возрастает, но незначительно. Цены одноцилиндровых дизельных ДВС варьируется от 20 до 160 тысяч рублей, но большая часть имеет верхний порог в пределах 50 тысяч рублей.

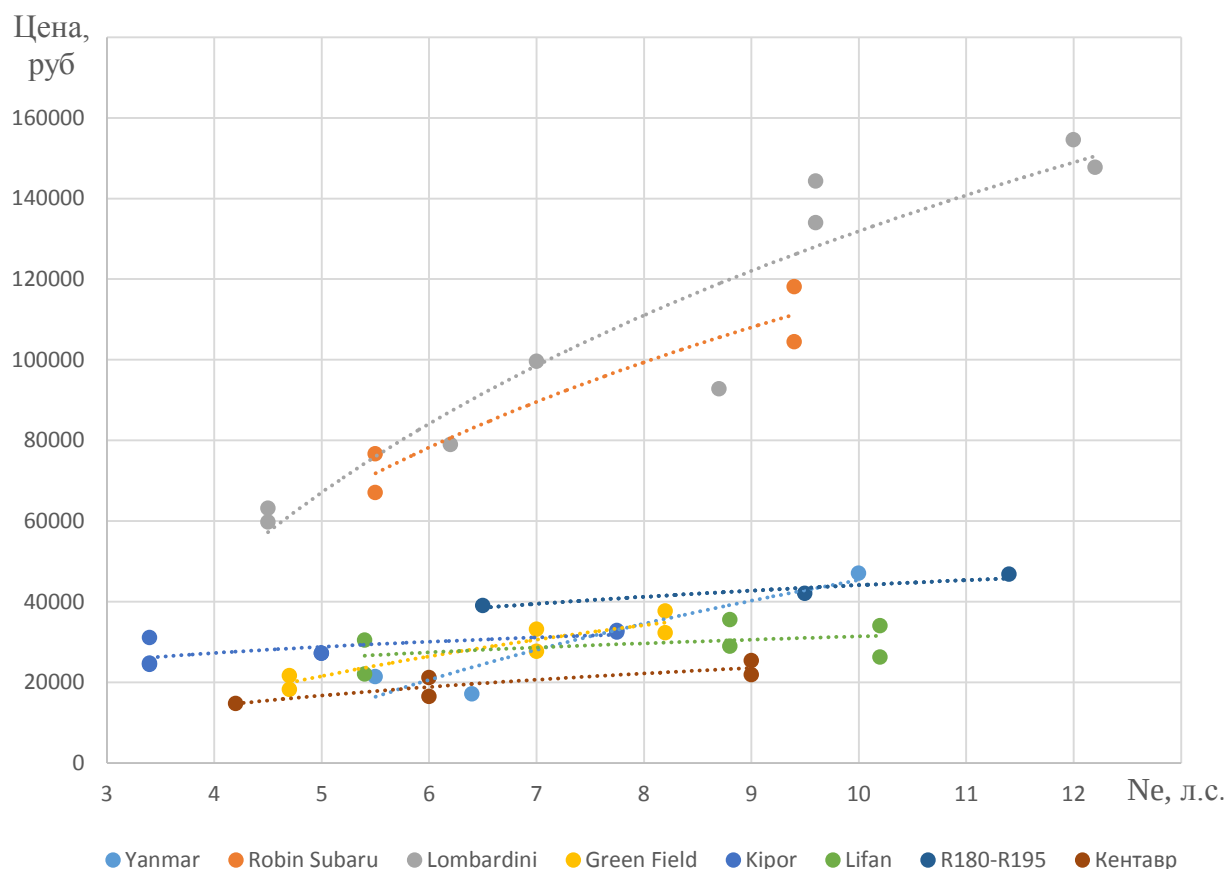
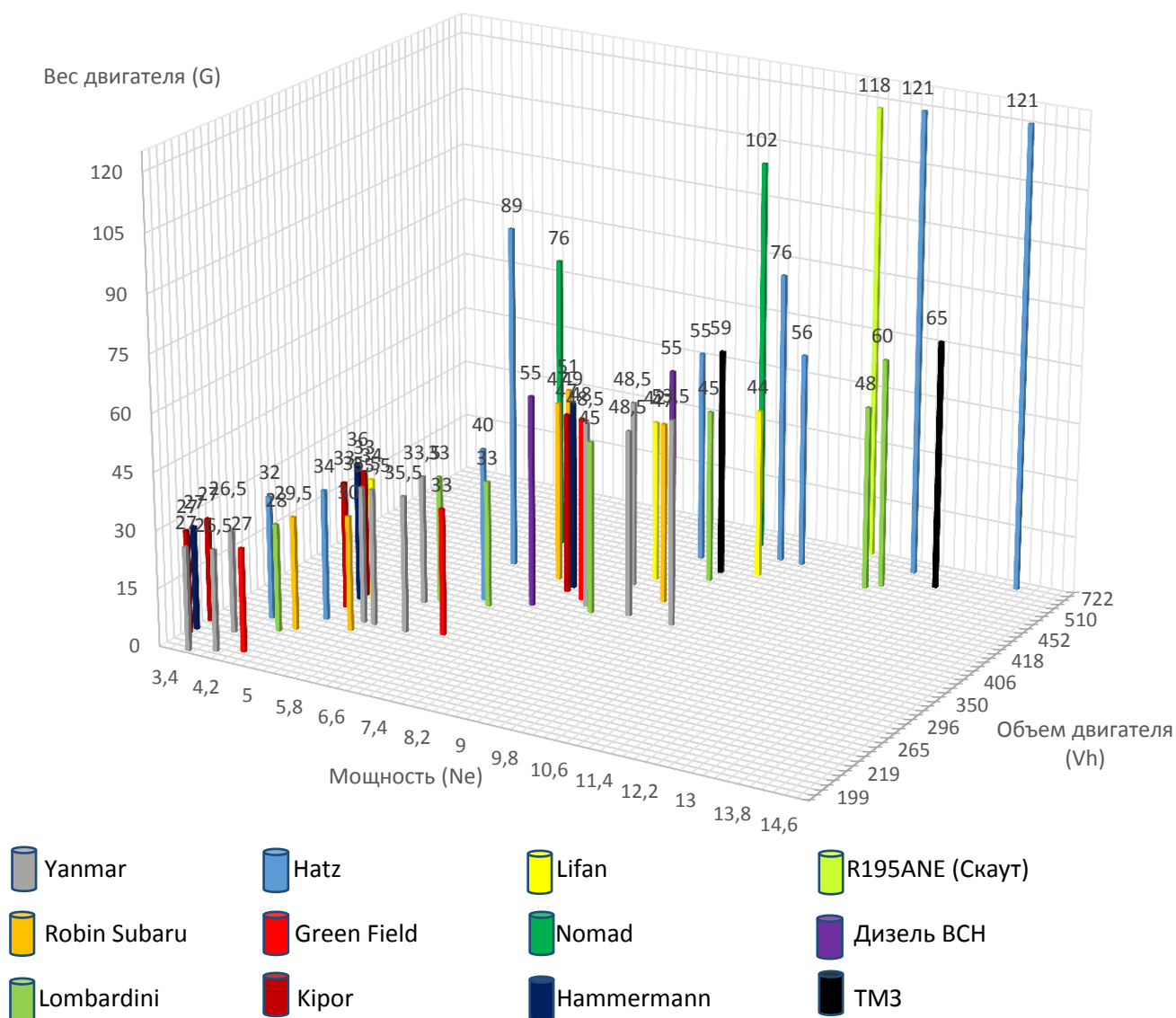


Рисунок 4 – Зависимость цены от мощности (Ne)

Для сравнения веса двигателя (G), объема (V_h) и мощности (Ne) построим гистограмму. На гистограмме 1 видно, что при увеличении объема и мощности дизельного двигателя, вес увеличивается тоже, причем есть модели двигателей, которые при одинаковых параметрах имеют массу вдвое большую, чем у похожих. В основном масса одноцилиндровых

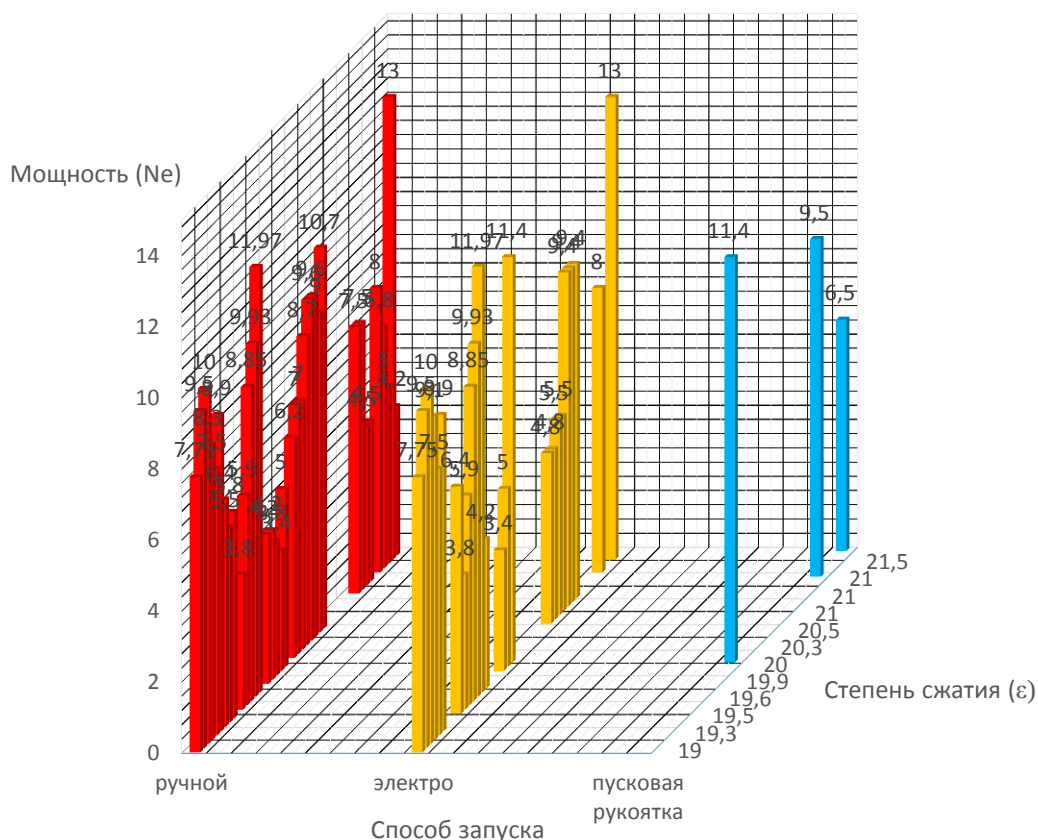
дизельных ДВС варьируется от 27 до 60 кг, те двигатели, которые обладают большей массой, имеют жидкостную систему охлаждения, что существенно влияет на массу и габариты.



Гистограмма 1 – Зависимость веса двигателя (G), объема (Vh) и мощность (Ne)

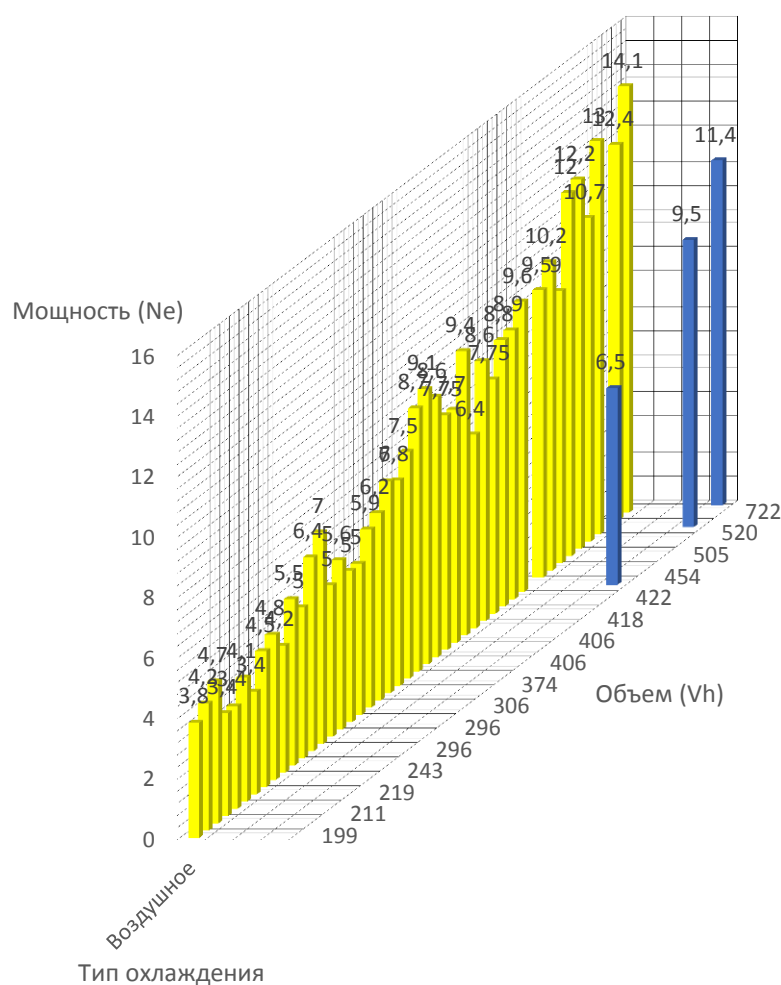
На гистограмме 2 показана зависимость способа запуска двигателя от мощности (Ne) и степени сжатия (ϵ). Можно заметить, что система запуска двигателя не зависит от мощности и степени сжатия. В основном

используют ручной способ с помощью шнура, на многие комплектации в дополнении к ручной, идет и электростартер, но это стоит дополнительных средств.



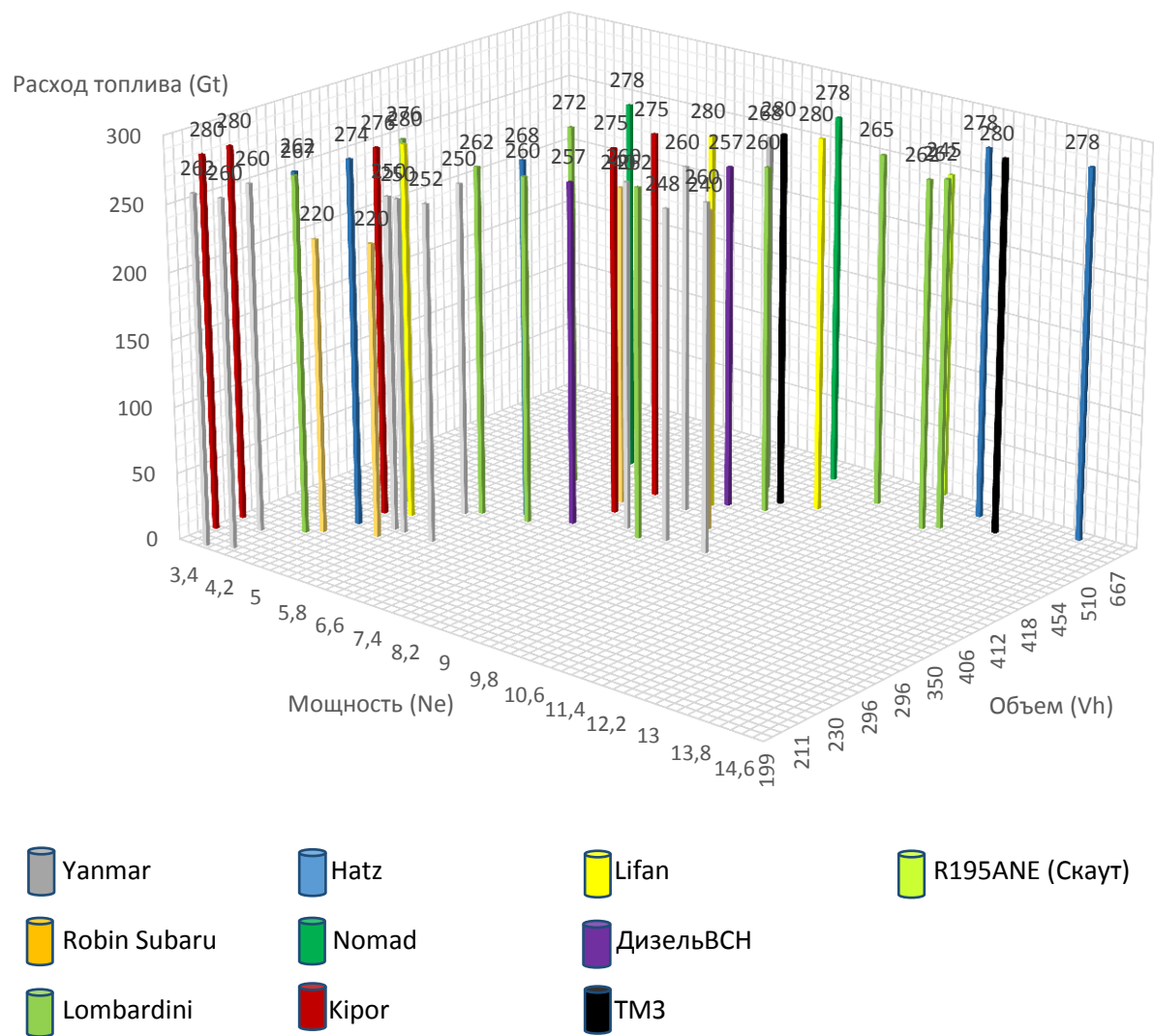
Гистограмма 2 – Зависимость способа запуска от мощности (Ne) и степени сжатия (ε)

На гистограмме 3 показана зависимость типа охлаждения двигателя от мощности (Ne) и объема (Vh). Основная масса одноцилиндровых дизельных ДВС применяют воздушное охлаждение, такого типа охлаждения для данных маломощных двигателей достаточно. Жидкостное в основном применяют для двигателей, работающих под большой нагрузкой.



Гистограмма 3 – Зависимость типа охлаждения от мощности (Ne) и объема (Vh)

Как известно, дизельные двигатели намного экономичнее бензиновых, такая экономия играет существенную роль при работе в аграрном и коммунально-жилищном секторе. На гистограмме 4, показана зависимость объема и мощности от расхода топлива (G). Видно, что в основном, при номинальных режимах работы одноцилиндрового дизельного ДВС, расход топлива составляет 270-280 г/кВт*ч. По сравнению с бензиновыми, с такими же мощностными показателями, как и у дизельных, расход составляет 360 г/кВт*ч, это приблизительно в 1,4 раза больше.



Гистограмма 4 – Зависимость расхода топлива (Gt), объема (Vh) и мощность (Ne)

1.2 Комплекс критериев оценки двигателей

Основные критерии:

1. Назначение двигателя.
2. Мощность.
3. Расход;
4. Цена.
5. Надёжность.

6. Простота конструкции.
7. Масса.
8. Отзывы потребителей.
9. Уровень унификации в семействе.

1.3 Анализ современных одноцилиндровых дизельных ДВС

Из всех представленных ДВС, нижний порог объема двигателя равен, приблизительно 0,2л, верхний - 0,8л, для мотоблоков и дизельных генераторов. Для минитракторов и спецтехники используют двигатели с объемом более 0,8л. Мощность одноцилиндровых дизельных двигателей не превышает 15л.с.

Степень сжатия в дизельных ДВС делают не более 22 и при увеличении мощности, степень сжатия падает, скорее всего это связано с сохранением надежности ДВС и доступной цены. Так как мощные двигатели требуют более лучших материалов и технологий изготовления.

Многие одноцилиндровые дизельные ДВС используют систему декомпрессии, что позволяет без больших усилий запустить двигатель. Система декомпрессии очень проста, она бывает как автоматическая, так и ручная.

Также большой проблемой, особенно в нашем регионе, является холодный пуск двигателя. Это проблема очень актуальна и требует глубокого погружения для нахождения оптимального, конструктивного решения.

1.4 Выбор аналогов дизельного двигателя. Их сравнение

Аналогом будущего одноцилиндрового дизельного двигателя является двигатель фирмы Hammermann. Данный двигатель имеет ряд сходств с китайскими (Kipor, Weima, Prorab, Nomad), европейскими (Hatz,

Lombardini) и японскими (Yanmar, RobinSubaru) двигателями. Все дизельные двигатели имеют массивный, усиленный ребрами блок картера, это связано с условиями их большой напряжённости, тепловыми и силовыми нагрузками, во время работы.

Выбранный нами двигатель, отличается от остальных, материалами, которые применяются для изготовления и различными дополнительными опциями: ручной декомпрессор, автоматический декомпрессор, выносной топливный фильтр, устройством топливного насоса высокого давления, способом изготовления маховика.

1.5 Предложение по концепции разрабатываемого двигателя

Проанализировав имеющиеся графики и гистограммы, можем представить будущий облик двигатель. Из всех представленных ДВС, нижний порог объема двигателя равен, приблизительно 0,200 л, верхний 0,500 л, для мотоблоков, дизельных генераторов. Для минитракторов и спецтехники используют двигатели с объемом более 0,500 л. Мощность одноцилиндровых дизельных двигателей не превышает 15кВт.

Степень сжатия в дизельных ДВС делают не более 22 и при увеличении мощности, степень сжатия падает, скорее всего это связано с сохранением надежности ДВС и доступной цены. Так как мощные двигатели требуют более лучших материалов и способов изготовления.

Возможное применение дизельного ДВС:

- 1 Мотоблок (культиватор);
- 2 Мини трактор;
- 3 Дизельный генератор;
- 4 Военная техника;
- 5 Спец. Техника (снегоход, катер, судно на воздушной подушке, садовый трактор)

ГЛАВА 2 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВС

2.1 Обзор конструкций современных одноцилиндровых бензиновых ДВС

Анализируя современные одноцилиндровые бензиновые двигатели внутреннего сгорания можно сделать вывод, что рынок в большей степени принадлежит китайским производителям Lifan, Kipor, MasterYard, Loncin, так как производство малозатратное и не требует серьезного, производственного оснащения. Также на рынке имеются японские производители одноцилиндровых бензиновых ДВС, такие как Robin Subary, Honda. Американцы имеют свои одноцилиндровые бензиновые ДВС – Briggs&Stratton, но производство данных двигателей, компания осуществляет в Китае.

На практике удобно провести обзор гаммы имеющихся в современном мире одноцилиндровых бензиновых двигателей внутреннего сгорания, оформив статистику по ним в виде графиков и гистограмм.

Для наглядности приведем графики зависимости различных показателей двигателя: степень сжатия, мощность, объем, вес, цена и т.д.

На рисунке 1 показана зависимость степени сжатия (ϵ) от мощности (N_e). Из графика видно, что степень сжатия варьируется в пределах от 7,7 до 9 единиц, мощность от 1 до 13,7 л.с. Также можно заметить, что в среднем, степень сжатия для бензиновых двигателей, вне зависимости от мощности, равна 8,5 единиц.

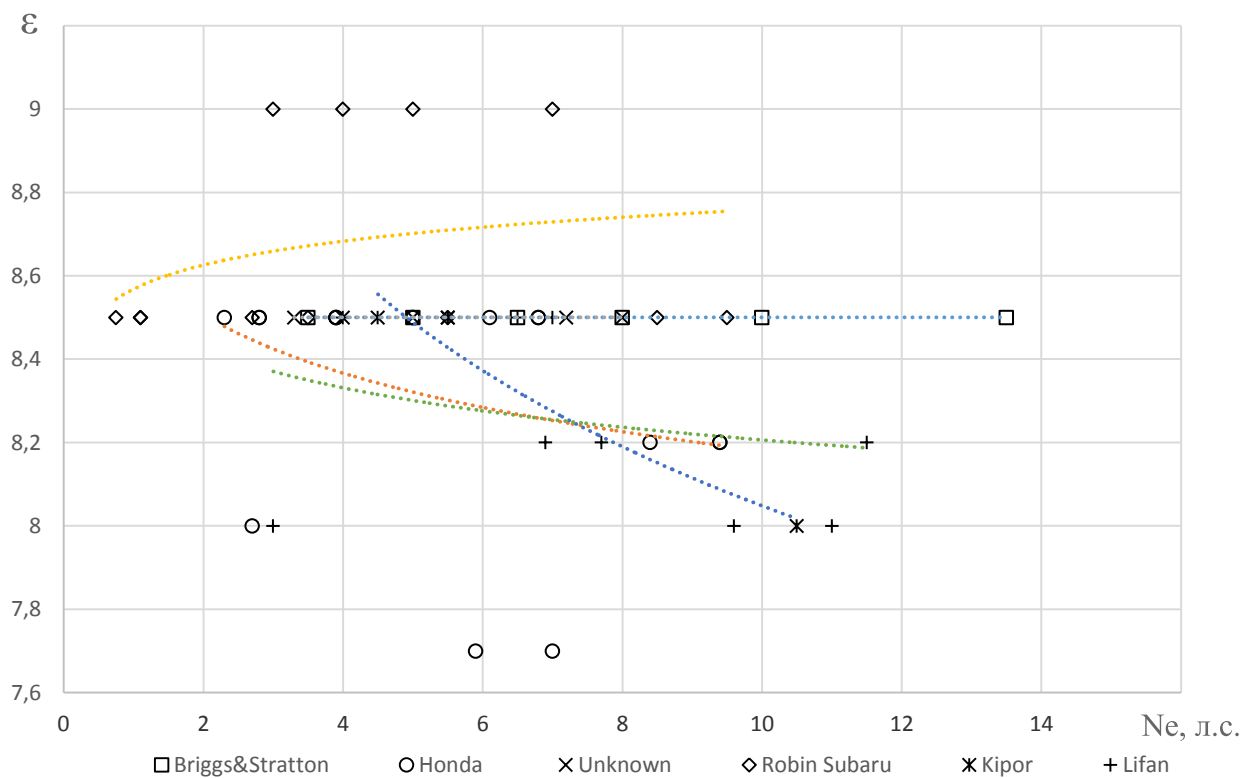


Рисунок 1 – Зависимость степени сжатия (ϵ) от мощности (N_e)

На рисунке 2 и 3 показана зависимость диаметра (D_p) и хода (S_p) поршня от мощности двигателя (N_e). Из графика видно, что с увеличением диаметра и хода поршня, мощность двигателя растёт.

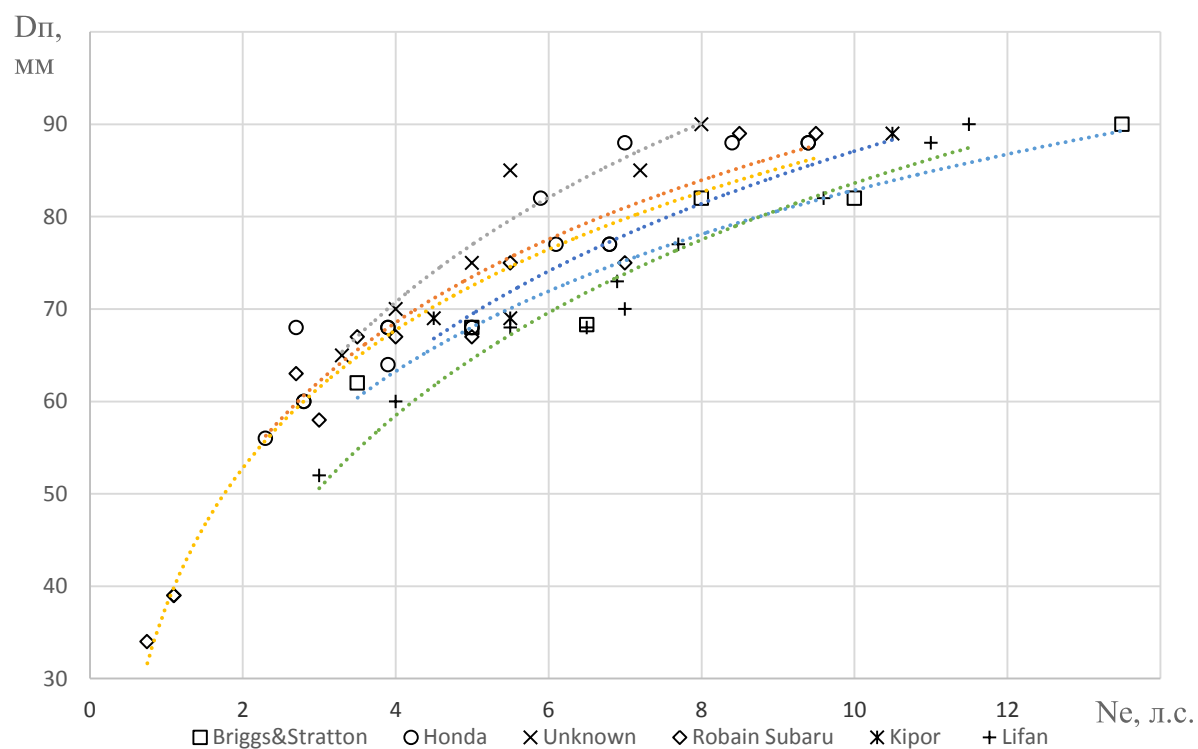


Рисунок 2 - Зависимость мощности (Ne) от диаметра поршня (Dп)

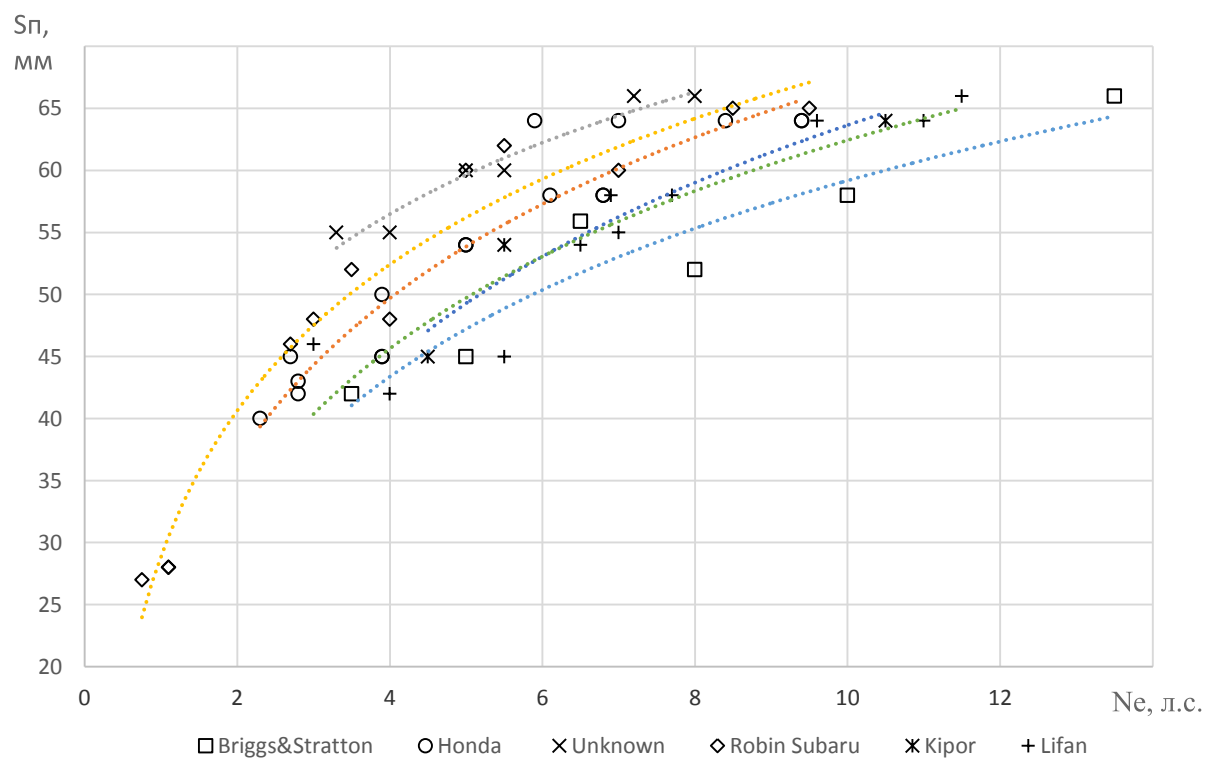
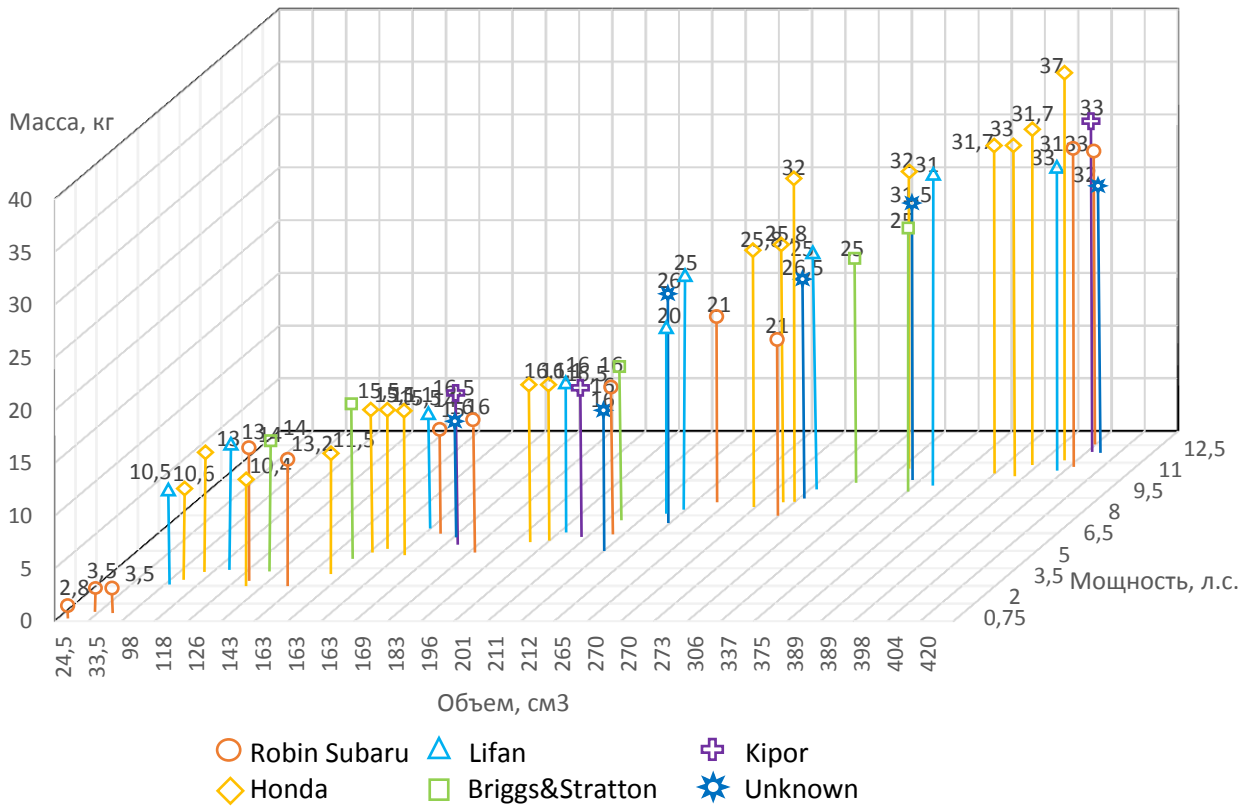
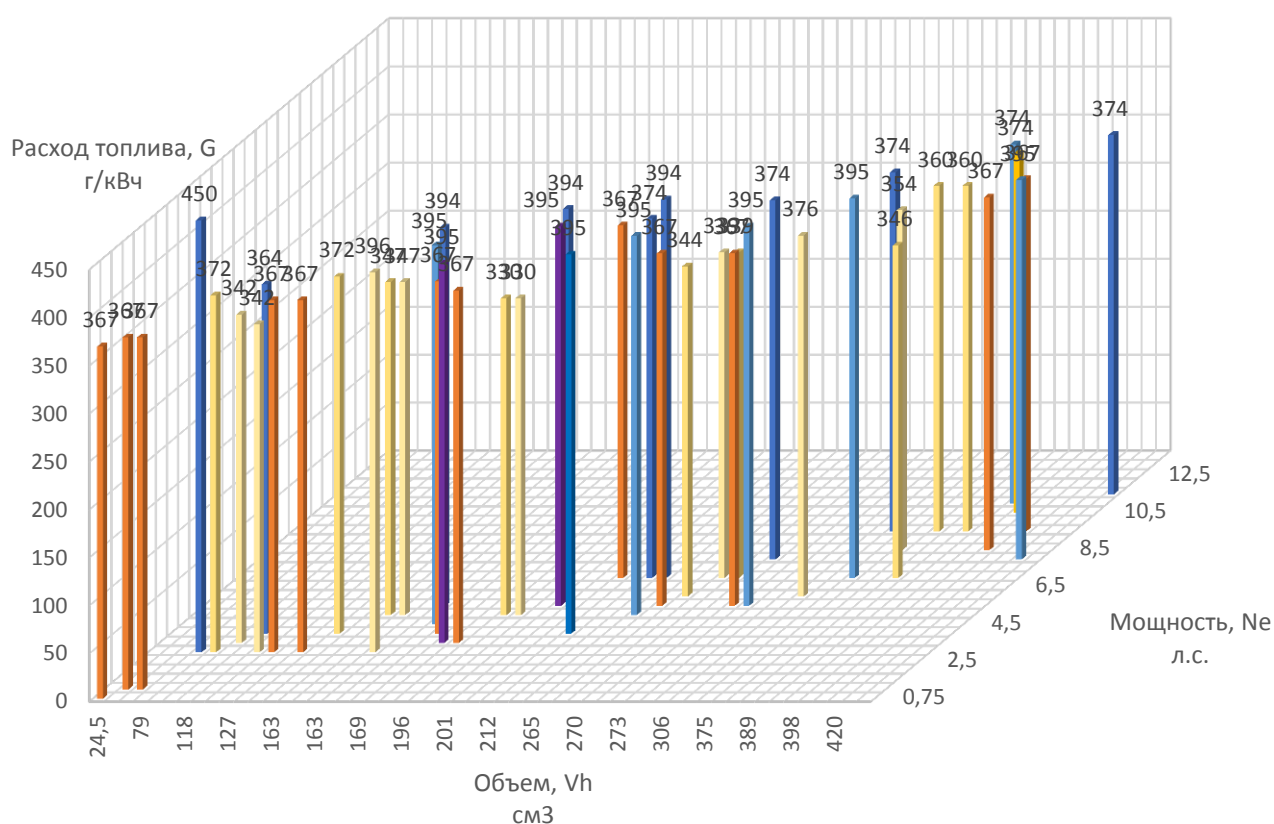


Рисунок 3 – Зависимость мощности (Ne) от хода поршня (Sp)



играет существенную роль при работе в аграрном и коммунально-жилищном секторе.

На гистограмме 2, показана зависимость объема (V_h) и мощности (N_e) от расхода топлива (G). Видно, что в основном, при номинальных режимах работы одноцилиндрового двигателя ДВС, расход топлива составляет 367-377 г/кВт*ч.



Гистограмма 2 – Зависимость расхода топлива (G), объема (V_h) и мощности (N_e).

2.2 Комплекс критериев оценки двигателей

Основные критерии:

1. Назначение двигателя;
2. Мощность;
3. Расход;
4. Цена;
5. Надежность;
6. Простота конструкции;
7. Масса;
8. Отзывы потребителей;
9. Уровень унификации в семействе.

2.3 Анализ современных одноцилиндровых бензиновых двс.

Из всех представленных двигателей, нижний порог объема двигателя равен, приблизительно – 0,0245 л, верхний – 0,42 л, для мотоблоков и бензиновых генераторов. Мощность одноцилиндровых бензиновых двигателей не превышает 15 л.с.

Степень сжатия в бензиновых двигателях внутреннего сгорания делают не более 9, это связано с сохранением надежности ДВС и доступной цены. Так как мощные двигателя требуют более лучших материалов и технологий изготовления.

Одной из наиболее важных проблем, является холодный пуск двигателя. Данная проблема требует более глубокого погружения для нахождения оптимального, конструктивного решения.

2.4 Предложения по концепции разрабатываемого двигателя

Проанализировав имеющиеся графики и гистограммы, можем

представить будущий облик двигателя.

Возможные применения бензинового ДВС:

1. Мотоблок;
2. Бензиновый генератор;
3. Спец. техника (снегоход, моторная лодка, садовый трактор).

ГЛАВА 3 СРАВНЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО И БЕНЗИНОВОГО ДВС

3.1 Сравнение дизельного и бензинового ДВС

Дизельный и бензиновый двигатель, два наиболее часто используемых двигателя внутреннего сгорания. Несмотря на то, что их принципы работы схожи, эти двигатели имеют большое различие и у каждого есть свои преимущества.

Сравнивая дизельный и бензиновый двигатель можно отметить, что эффективные показатели дизельного двигателя намного лучше, чем у бензинового двигателя с одинаковыми показателями мощности, объема, размера цилиндра и хода поршня. Дизельные двигатели способны значительно понизить расход топлива, чем бензиновый двигатель по многим причинам. Немаловажно, что дизельный двигатель потребляет на 10-30% меньше топлива, чем аналогичный бензиновый двигатель, а топливная экономичность не так быстро уменьшается в дизельных двигателях при сценариях с высокой нагрузкой.

Самое глубокое преимущество дизельного двигателя - это, пожалуй, относительно высокая термическая эффективность. Термический КПД процесса показывает, насколько эффективно двигатель может преобразовывать тепловую энергию от сгорания в используемую механическую энергию. Важнейшим фактором, если не самой важной характеристикой дизельного двигателя, является его относительно высокая степень сжатия.

В то время как коэффициенты сжатия различаются между конструкциями двигателей (например, непрямые дизельные двигатели обычно используют более высокие коэффициенты сжатия, чем двигатели с прямым впрыском), дизельный двигатель обычно использует коэффициент сжатия в диапазоне 16: 1 до 22: 1. Напротив, типичный бензиновый двигатель будет демонстрировать степень сжатия в диапазоне 9: 1 до 12: 1,

увеличения степени сжатия, делает бензиновый двигатель восприимчивым к детонации (топливо преждевременно воспламеняется во время такта сжатия). Детонация не является проблемой в дизельных двигателях, поскольку они не сжимают воздух и топливо в виде смеси. Топливо не впрыскивается в двигатель до тех пор, пока не возникнет необходимых показателей для воспламенения, поэтому такие высокие коэффициенты сжатия в дизельных двигателях.

Более высокие коэффициенты сжатия приводят к более высокой скорости расширения газов во время такта расширения, который преобразует большее количество тепловой энергии в механическую энергию, чем сопоставимый двигатель с меньшей степенью сжатия. Результатом являются относительно холодные температуры выхлопных газов, что приводит к более высокой тепловой эффективности, поскольку большая часть тепла, создаваемого во время сгорания, потребляется при перемещении поршня вниз.

Процесс сжигания дизельного топлива является гибким в том, что дизельный двигатель может работать по спектру соотношений воздух-топливо и не обязательно ограничивается его стехиометрическим соотношением, таким как бензиновые двигатели. Важнейшим фактором является то, что в дизельных двигателях нет свечей зажигания, которые быстро загрязняли бы от загрязнения сажи, если бы двигатель работал на богатой воздушно-топливной смеси. Что еще более важно [с точки зрения эффективности], дизельный двигатель может работать с относительно низким соотношением воздух-топливо без каких-либо непреодолимых проблем. Напротив, бензиновый двигатель будет иметь тенденцию к загрязнению свечей зажигания при чрезмерно интенсивном использовании, а температура горения будет иметь тенденцию к достижению значительных пределов при чрезмерной нагрузке.

Способность работать относительно обедненной смесью приводит к сокращению потребления топлива в условиях низкой нагрузки.

Дизельные двигатели характеризуются высокой надежностью, что частично объясняется тем, что они предназначены для преодоления давления в цилиндре, связанного с высокими коэффициентами сжатия. Они также обычно обладают длинным ходом, требуют более качественной сборки и применения качественных материалов. Дизельные двигатели также работают на низких оборотах двигателя, обычно в диапазоне от 3000 до 3500 об / мин, что способствует уменьшению износа в течение срока годности двигателя. Эти факторы способствуют жизни дизельных двигателей, что значительно больше, чем у любого аналогичного бензинового двигателя массового производства.

Стоимость владения - интересная тема в отношении соответствующих различий между бензиновыми и дизельными двигателями. Существует много факторов, которые необходимо учитывать, включая использование транспортных средств, цену покупки, расчетный срок службы двигателя, эксплуатационные расходы и расходы на топливо. Во многих случаях дизельные двигатели являются экономичными альтернативами бензиновым двигателям.

Как дизельные, так и бензиновые двигатели выделяют определенные углеводороды или частицы. Однако при сжигании дизельного топлива получается значительно больше частиц (сажа), чем сгорание бензина. Выхлопная сажа из дизельных двигателей является известным канцерогеном и поэтому является серьезной проблемой для здоровья. К счастью, отраслевые правила значительно сокращают выбросы твердых частиц дизельными двигателями с использованием сажевых фильтров (DPF), которые до 99% эффективны в улавливании и обработке этих частиц, и, таким образом, выбросы в виде частиц больше не являются серьезной проблемой.

Составим комплекс критериев, по которому будем оценивать двигатель внутреннего сгорания:

1. Габаритные размеры;
2. Эффективные показатели;
 - Мощность;
 - Крутящий момент;
 - Расход;
 - Масса;
3. Удобство эксплуатации;
4. Надежность;
5. Стоимость двигателя при продаже;
6. Себестоимость двигателя.
7. Характеристика потребителя двигателя;
 - Финансовые возможности;
 - Условия эксплуатации двигателя, включая погодные условия;
 - Длительность сезонного применения;
 - Средняя обработка площади.

Сравнив два двигателя и ссылаясь на критерии, необходимые для разработки двигателя, сделан вывод, что дизельный одноцилиндровый двигатель будет наиболее перспективен в разработке. В дальнейшем, будем рассматривать конструкцию и конструктивные особенности дизельного двигателя, так как это эффективные показатели выше, чем у бензинового.

ГЛАВА 4 ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ И СИСТЕМЫ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВС

4.1 Система смазки

Система смазки обеспечивает детали двигателя смазкой с целью предотвращения коррозии, уменьшения трения, удаление стружки, образовавшиеся в процессе работы двигателя и охлаждение отдельных узлов двигателя. В зависимости конструкции двигателей и от типа применяют систему смазки под давлением, разбрызгиванием, и комбинированную. Большинство тракторных и автомобильных двигателей имеют систему смазки – комбинированную. При этом под давлением смазывается большое количество трущихся деталей двигателя.

В одноцилиндровых дизельных двигателях, которые применяются в мотоблоках, дизельных генераторах, мини тракторах применяют комбинированную систему смазки.

Масляный насос трохойдного типа смонтирован на крышке главного подшипника соосно с шестерней регулятора оборотов и имеет кулачковый привод. На рисунке 1 показано, система смазки дизельного двигателя ТМЗ. Масло в поддоне картера фильтруется масляным фильтром и подается масляным насосом под давлением к коренной шейке, затем к шатунной шейке коленвала, смазывая главный подшипник и нижний подшипник шатуна. От коренной и шатунной шеек (рисунок 7) масло разбрызгивается и смазывает зеркало цилиндра, поршень, верхнюю головку шатуна, распределительный вал и систему регулятора оборотов. Масляным туманом смазываются коромысла, клапана и толкатели. Осевшее масло стекает по трубке обратно в поддон картера.

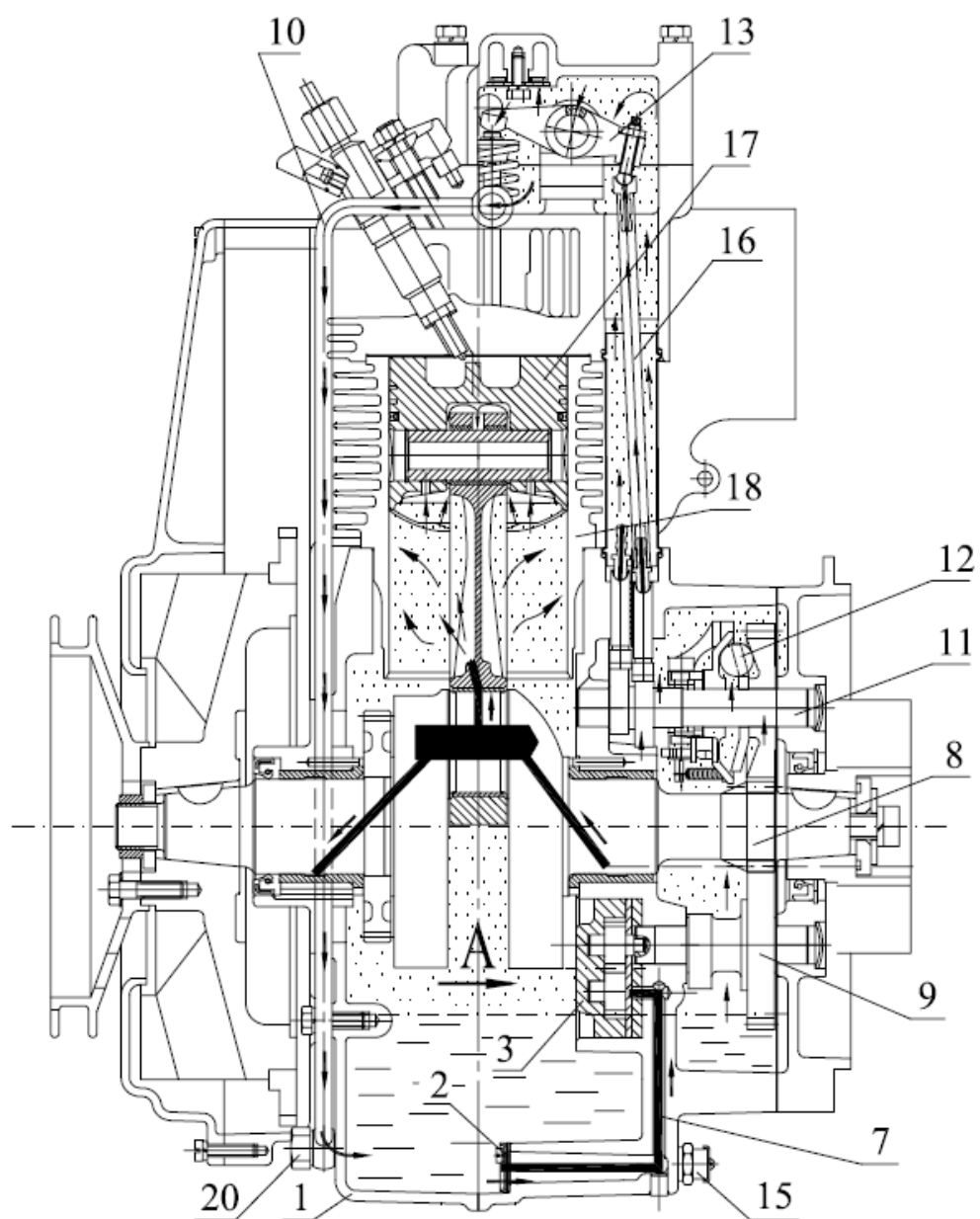


Рисунок 1 – Движение масла в системе смазки

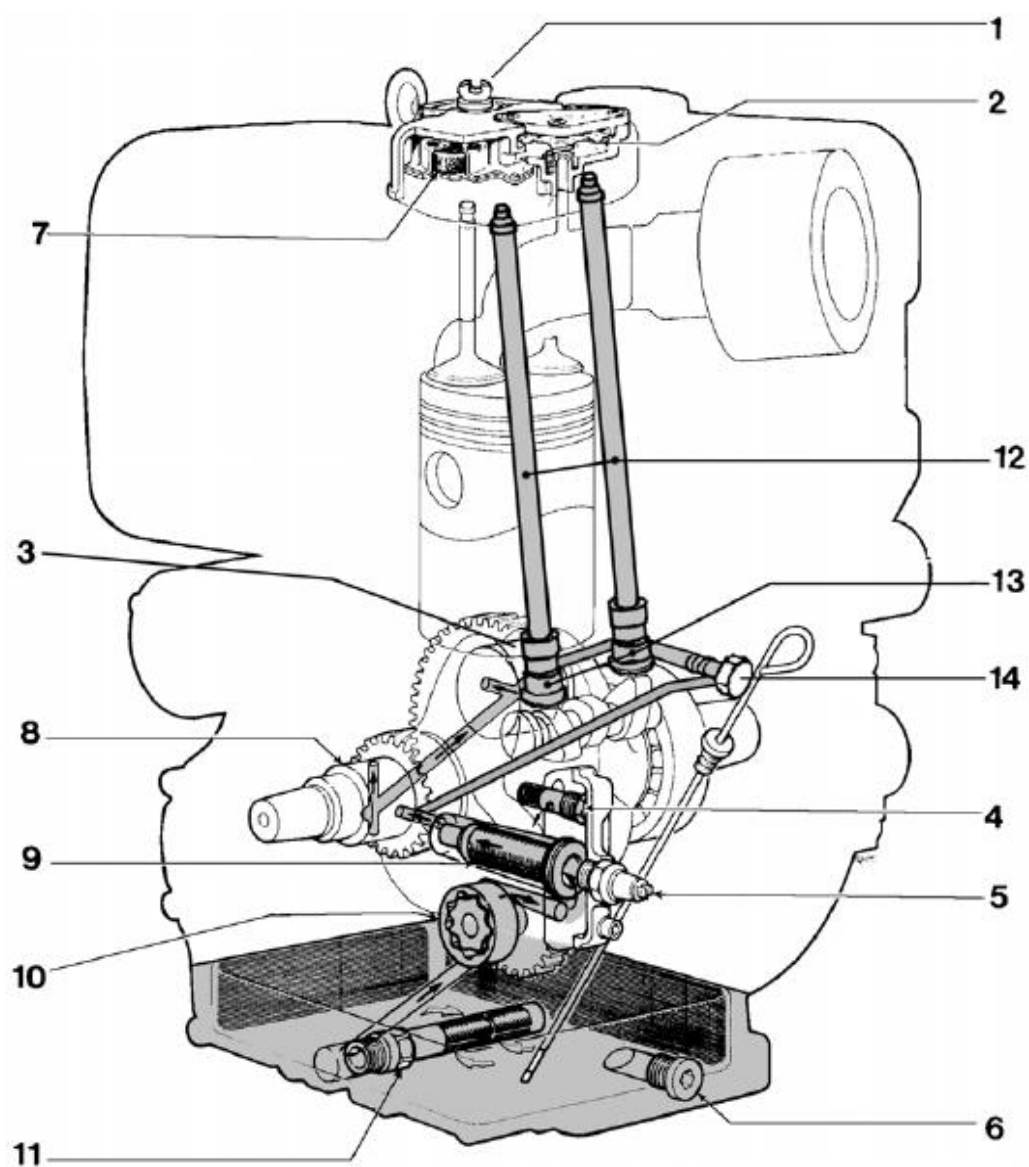


Рисунок 2 – Схема системы смазки

На рисунке 2 показано движение масла из поддона картера в фильтр грубой очистки 11. Пройдя грубую фильтрацию масло нагнетается в масляную магистраль трохоидным насосом 10, затем через фильтр тонкой очистки 9 и датчик давления 5 масло под давлением поступает на коренную шейку 8 коленчатого вала, затем масло по каналам движется к шатунной шейке 3. Распределительный вал, зеркало цилиндра, верхнюю

головку шатуна, поршень, систему регулятора оборотов, все эти детали смазываются разбрызгиванием. Так же масло смазывает гидрокомпенсаторы 13 и стержень толкателя 12. Давление в системе регулируется клапаном 4 и калибрующим ниппелем 14. Коромысла и клапана смазываются масляным туманом, содержащимися в картерных газах. При повышении давления в крышке клапанного механизма 1, созданное прорвавшимися картерными газами, стравливается в впускное окно предохранительным клапаном 2, после чего газы попадают в камеру сгорания и содержащееся в них масло, в конце концов, сгорает. Для слива масла используется болт 6.

Такая система фильтрации чаще всего встречается на зарубежных дизельных двигателях.

4.2 Типы камер сгораний дизельного ДВС.

Конструкция камеры сгорания может оказывать существенное влияние на период запаздывания воспламенения, скорости нарастания давления и максимальное давление вспышки, действующее на поршень. Поэтому, по особенностям конструкции камеры сгорания дизельного двигателя можно разделить на два типа.



«Разделенные камеры сгорания, изображенные на рисунке 3, соединяются между собой несколькими каналами и составляют два разных друг от друга объема. У неразделенных камер сгораний поверхность охлаждения меньше» [16].

«Однако разделенным камерам сгорания удается обеспечить приготовление наиболее качественной воздушно-топливной смеси, из-за протекания газов из одной полости камеры в другую. Также, благодаря этому, достигается наиболее полное сгорание воздушно-топливной смеси и на выпуске устраняется такой эффект, как дымления» [19].

Кроме того, в разделенных камерах сгорания протекание газов между соединительными каналами, позволяет добиться наиболее мягкой работы двигателя и снизить максимальные нагрузки, возникающие на детали кривошипно-шатунного механизма.

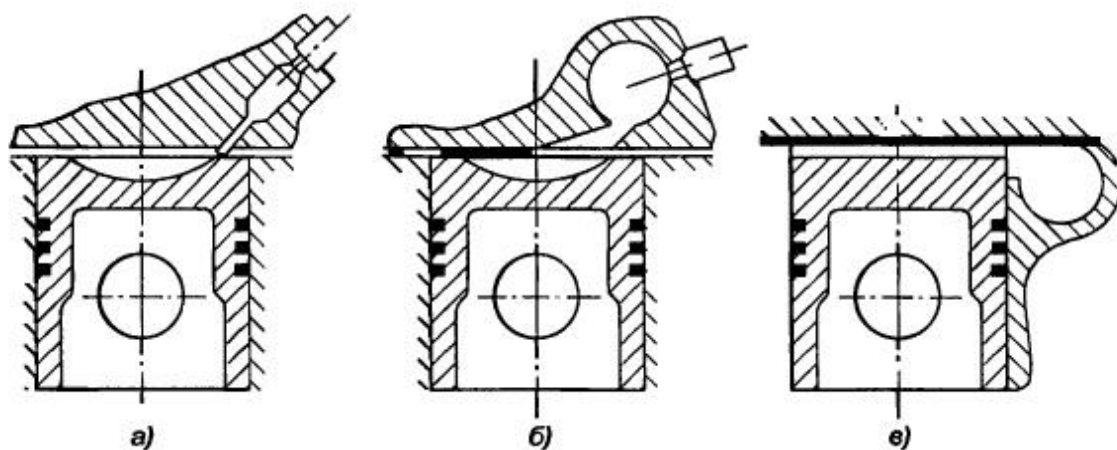


Рисунок 3 – Типы отдельных камер сгораний: а – предкамерные; б – вихревые; в – вихревая с полостью в блоке

«Неразделенные камеры сгорания представляют собой единый объем и имеют обычно простую форму, которая, как правило, согласуется с направлением, размерами и числом топливных факелов при впрыске. Эти камеры компактны, имеют относительно малую поверхность охлаждения,

благодаря чему снижаются потери теплоты. Двигатели с такими камерами сгорания имеют приличные экономические показатели и хорошие пусковые качества» [14].

Неразделенные камеры сгорания отличаются большим разнообразием форм. Чаще всего они выполняются в днище поршней.

«На рисунке 4 показаны некоторые конструкции камер сгорания неразделенного типа» [14].

«В камерах сгорания, приведенных на рисунке 4, а—д качество смесеобразования достигается исключительно путем распыления топлива и согласования формы камер с формой факелов впрыска топлива. В этих камерах чаще всего применяются форсунки с многосопловым распылителями и используются высокие давления впрыска. Такие камеры имеют минимальные поверхности охлаждения. Для них характерна низкая степень сжатия» [14].

«Камеры сгорания, показанные на рисунке 4, е—з, имеют более развитую теплопередающую поверхность, что несколько ухудшает пусковые свойства двигателя. Однако путем вытеснения воздуха из надпоршневого пространства в объем камеры в процессе сжатия удастся создать интенсивные вихревые потоки заряда, которые способствуют хорошему перемешиванию топлива с воздухом. При этом обеспечивается высокое качество смесеобразования» [14].

«Камеры сгорания, показанные на рисунке 4, к—м, находят применение в многотопливных двигателях. Для них характерно наличие строго направленных потоков заряда, обеспечивающих испарение топлива и его введение в зону сгорания в определенной последовательности » [14].

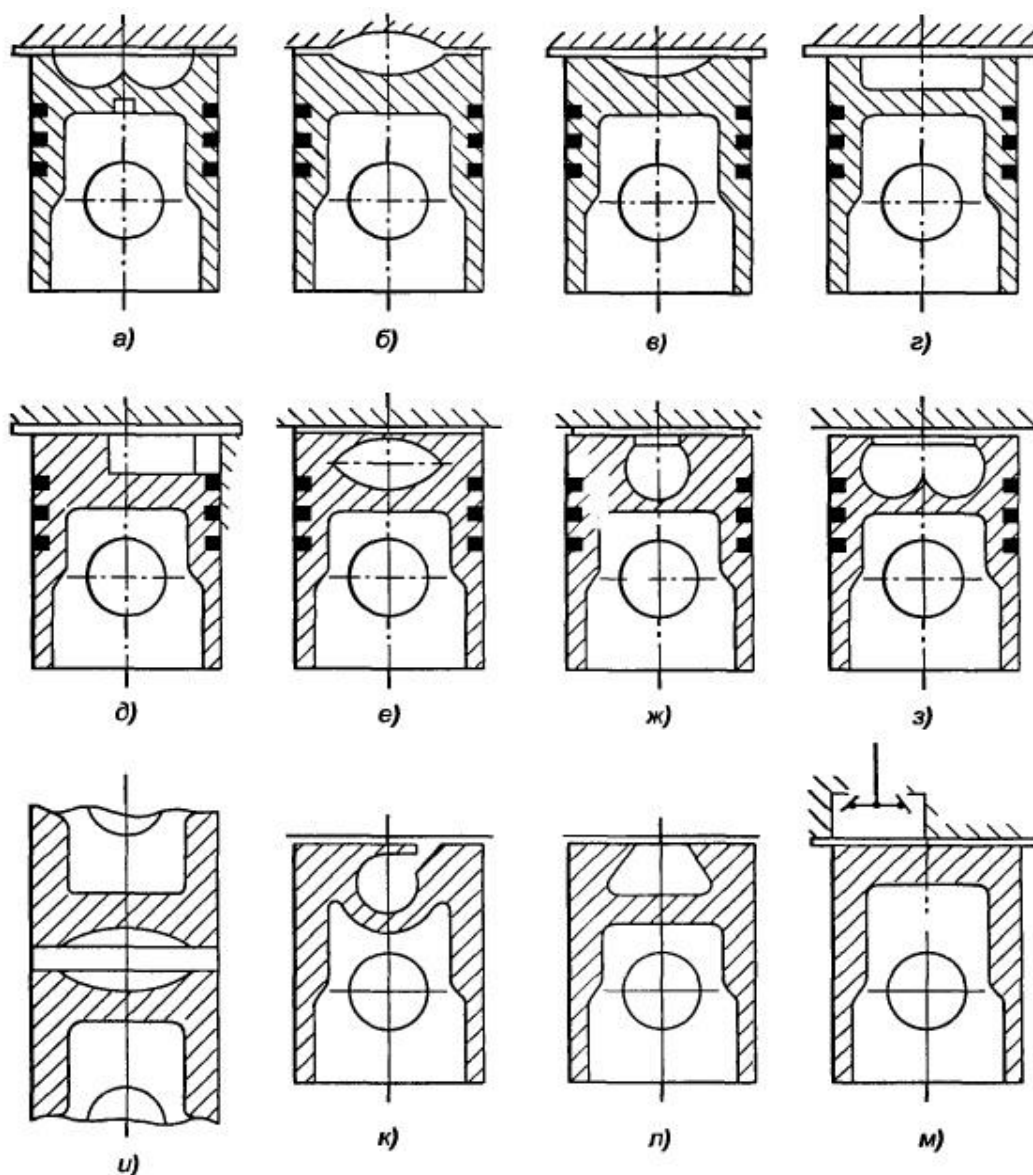


Рисунок 4 – Типы камер сгорания дизельного двигателя.

Сравнивая конструктивные особенности одноцилиндровых дизельных ДВС применяемых для мотоблоков, дизельных генераторов, минитракторов, производимых различными компаниями всего мира, можно отметить, что в основном применяются нераздельные камеры сгорания (с непосредственным впрыском) тороидального типа.

Поршень отлит из сплава алюминия и проточки для поршневых колец в количестве трех штук, рисунок 5. В поршневой головке устроена

камера сгорания, где впрыснутое топливо смешивается с воздухом и воспламеняется. В конструкции поршня особое внимание уделено минимизации производимого им шума.

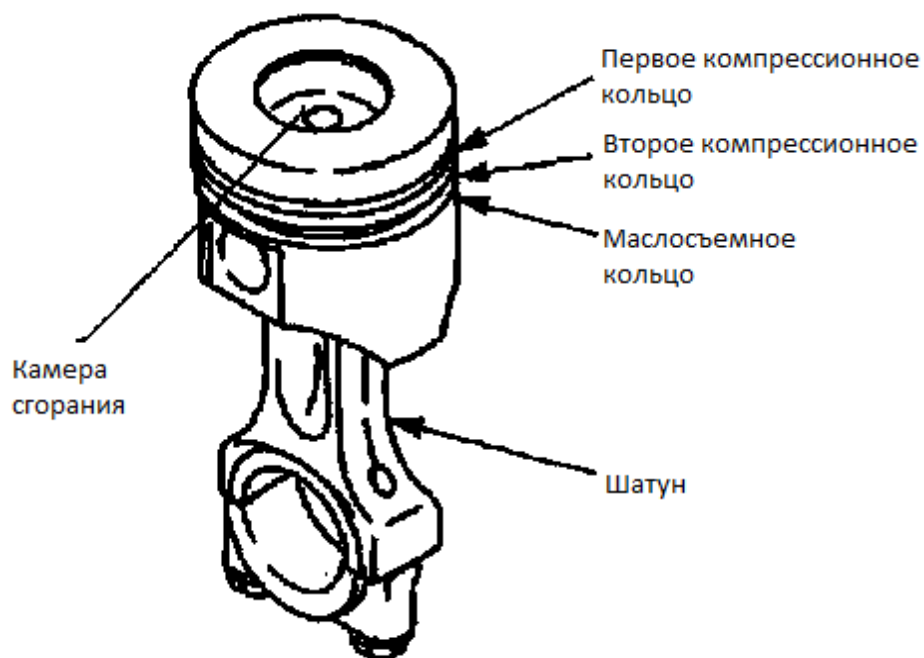


Рисунок 5 – Поршень

4.3 Поршневые кольца двигателя внутреннего сгорания

«Поршневые кольца по своему назначению делятся на компрессионные (уплотнительные) и маслосъемные (маслосбрасывающие).

Компрессионные кольца ставят для предотвращения прорыва газов в картер во время сжатия и расширения. Кроме того, они служат для отвода теплоты от поршня. Компрессионные кольца работают в тяжелых условиях, совершая возвратно-поступательное движение при высоких нагрузке, скорости скольжения и температуре. Кольца нагреваются от соприкосновения с горячими газами и нагретыми стенками поршня, а

также вследствие трения о стенки цилиндра. Работа трения поршневых колец составляет приблизительно 40–50% механических потерь в двигателе.

Кольцо должно плотно прижиматься к внутренней поверхности цилиндра. Для этого кольцо изготавливают разрезным, и его диаметр в свободном состоянии несколько больше диаметра цилиндра, причем радиус кривизны поршневого кольца в свободном состоянии должен быть переменным. Когда кольцо сжато и вставлено в цилиндр, оно принимает цилиндрическую форму и оказывает давление на стенки, равное 0.05–0.30 МПа и более. Во время работы давление кольца на стенки увеличивается, так как проникающие через зазоры между кольцом и поршнем газы прижимают кольцо к стенкам цилиндра. На поршне ставится несколько компрессионных колец» [20]. «Для изготовления компрессионных колец применяется серый чугун с повышенным содержанием фосфора и с присадками хрома, никеля или молибдена, придающими материалу кольца необходимую прочность, вязкость и хорошие антифрикционные свойства. Для лучшей прирабатываемости и повышения его износостойкости на кольцо наносят различные покрытия из олова или свинца, применяют пористое хромирование и т. п.» [18].

«Маслосъемные кольца служат для удаления излишка масла с рабочей поверхности гильзы и предотвращения возможности попадания его в камеру сгорания, особенно в двигателях с тронковым кривошипно-шатунным механизмом, вследствие разбрызгивания масла. Часть попавшего на стенку цилиндра масла в результате так называемого насосного действия компрессионных колец выжимается в камеру сгорания и вызывает не только излишний расход смазочного материала, но и повышенное нагарообразование, а также закоксовывание, особенно верхних колец» [18].

Для двигателей, применяемых в мотоблоках, дизельных генераторах, мини- тракторах поршневые кольца сделаны из специального чугуна. Профиль верхнего кольца, изображенного на рисунке 6, имеет скругленные фаски и хромовое напыление, а у второго кольца – срезанный конус. Маслоъемное кольцо состоит из кольца с режущими кромками и экспандера, что представляет собой отличное газовое уплотнение и снижает расход масла. В более дорогих двигателях на компрессионные кольца применяют хромовое, молибденовое напыление.

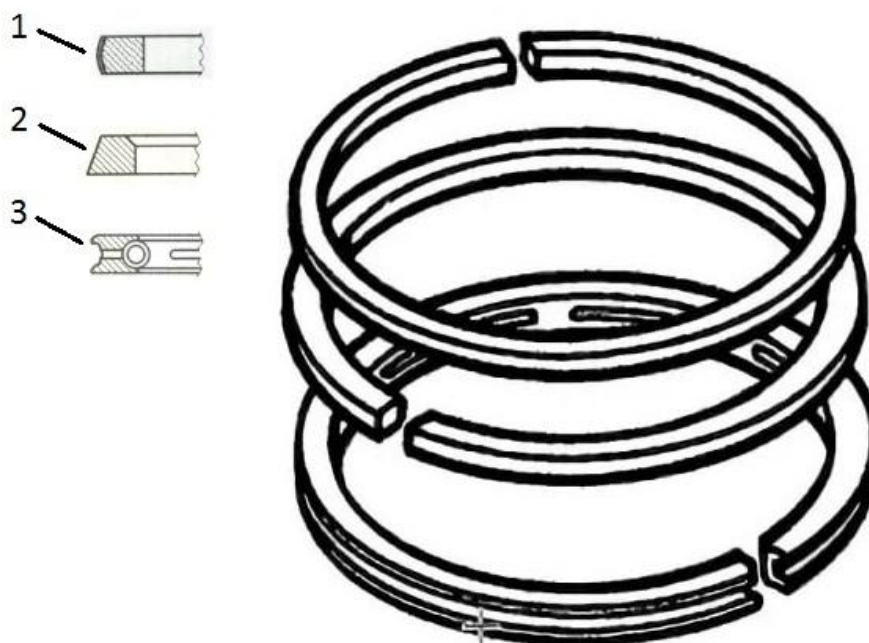


Рисунок 6 – Профиль поршневых колец

4.4 Коленчатый вал

Для преобразования возвратно-поступательного движения, создаваемого поршнем, во вращательное, используется коленчатый вал (коленвал).

Коленвал на одноцилиндровых дизельных ДВС сделан из ковanej углеродистой стали, а его шатунная и коренные шейки закалены индукционным методом. Коленвал опирается на шариковый подшипник со стороны маховика и на подшипник из кермета (твердый сплав, основу которого составляют твердые частицы карбида титана) со стороны вала отбора мощности. Подвод смазочного масла к коренным и шатунным шейкам осуществляется по каналам, находящимся в коленвале, рисунок 7а. Шестерня коленвала запрессована на него со стороны вала отбора мощности. У двигателей с опцией балансира также запрессована и шестерня балансира.

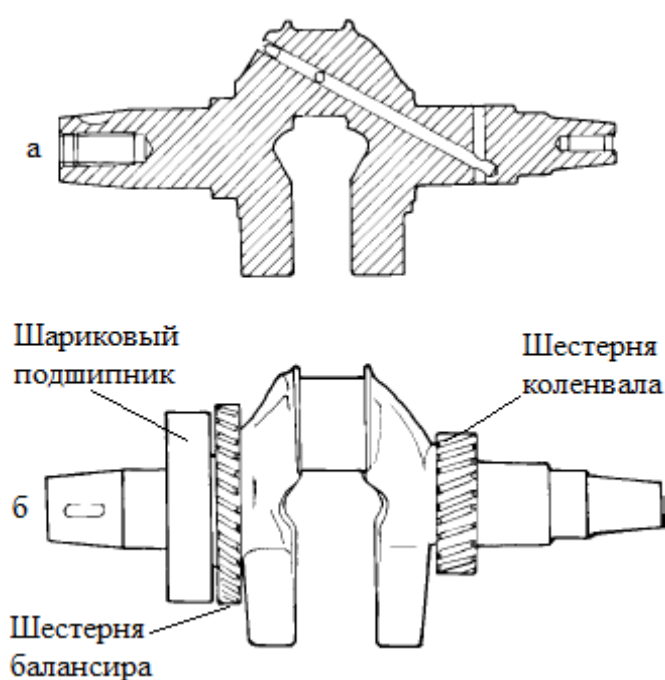


Рисунок 7 – Коленчатый вал: а – в разрезе; б – с шестернями и подшипником

4.5 Топливная система

«Система подачи топлива одноцилиндрового дизельного двигателя внутреннего сгорания состоит из насоса и форсунки. Топливный насос предназначен для подачи топлива в цилиндр дизеля под определенным давлением и в момент определенного цикла, точно отмеренных порций топлива, соответствующих данной нагрузке, приложенной к коленчатому валу.

В топливном насосе непосредственного впрыска осуществляется механический привод плунжера (рисунок 8), а процессы нагнетания и впрыска протекают одновременно» [20].

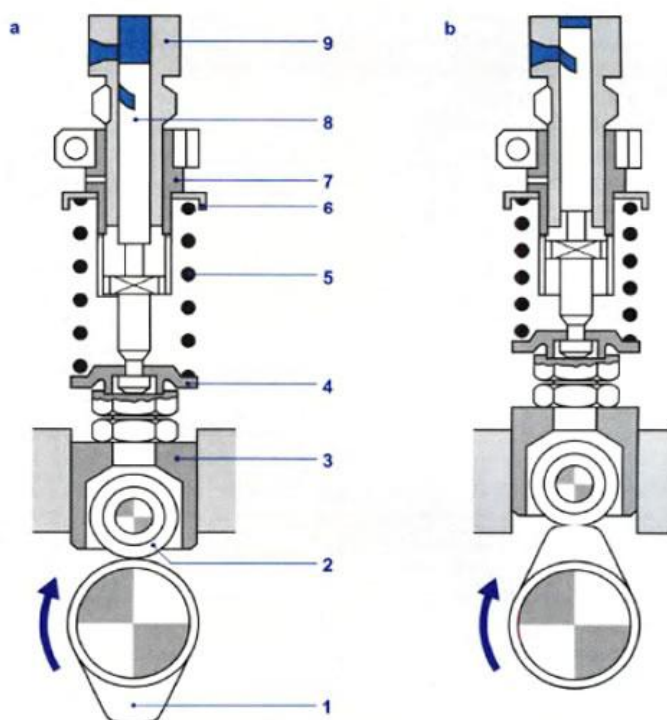


Рисунок 8 – Плунжерная пара с приводом: а – НМТ плунжера; б – ВМТ плунжера; 1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – ролик толкателя; 4 – нижняя тарелка возвратной пружины; 5 – возвратная пружина плунжера; 6 – верхняя тарелка возвратной пружины; 7 – регулирующая втулка плунжера; 8 – плунжер; 9 – гильза плунжера

Величину цикловой подачи топлива можно регулировать изменением активного хода кромки. Для этого рейка 5, показанная на рисунке 9, через регулирующую втулку плунжера поворачивает сам плунжер 3 таким образом, что регулирующая кромка 4 может изменять момент конца нагнетания и вместе с тем величину цикловой подачи (регулирование по концу впрыскивания). В крайнем положении, соответствующем нулевой подаче (а), продольная канавка находится непосредственно перед перепускным каналом. Вследствие этого давление в камере высокого давления плунжерной пары во время всего хода плунжера равняется давлению в полости всасывания и нагнетания топлива не происходит. В это положение плунжер приводится, если двигатель должен быть остановлен. При средней подаче (б) плунжер устанавливается в промежуточное положение (по регулирующей кромке). Полная подача (в) становится возможной только при установке максимального активного хода плунжера.

Передача движения от рейки на плунжер может производиться либо через зубчатую рейку на зубчатый сектор, закрепленный на регулирующей втулке плунжера либо через рейку с направляющими шлицами на штифт или сферическую головку на регулирующей втулке плунжера.

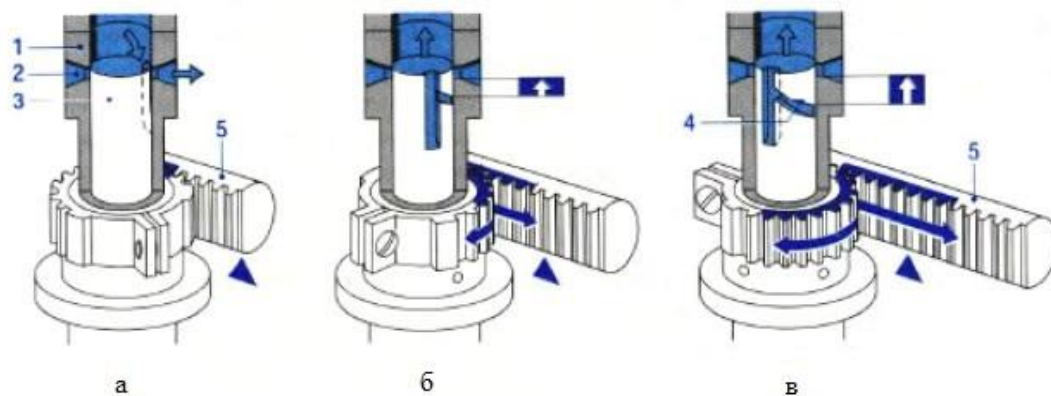


Рисунок 9 – Регулировка цикловой подачи; а – нулевая подача; б – средняя подача; в – максимальная подача; 1 – гильза плунжера; 2 – подводящий канал; 3 – плунжер; 4 – регулирующая кромка плунжера; 5 – рейка ТНВД

И топливная форсунка, и насос впрыска являются очень важными деталями для распыления топлива для сгорания. Топливные форсунки подразделяются на два типа: клапанные и со штифтовым распылителем. В основном, применяют топливную форсунку клапанного типа.

Топливная форсунка в сборе, изображенная на рисунке 10, состоит из держателя форсунки и распылителя. Держатель фиксирует форсунку в головке цилиндра и при этом осуществляет подвод топлива к распылителю. Распылитель состоит из соплового наконечника и игольчатого клапана. Когда давление топлива достигает величины открытия клапана, игольчатый клапан поднимается и топливо впрыскивается через маленькие отверстия в распылителе. Давление открытия клапана можно регулировать заменой регулировочных шайб.

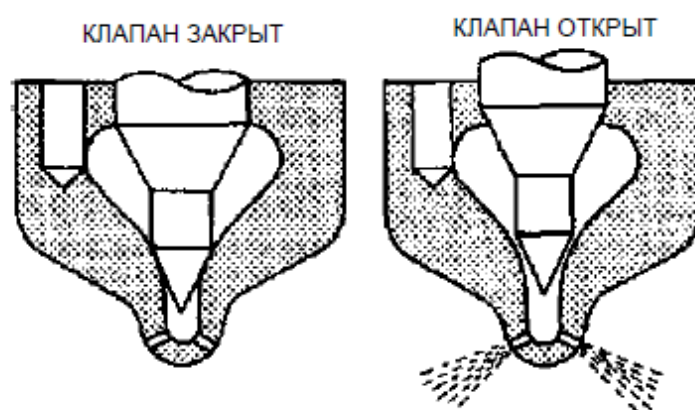


Рисунок 10 – Форсунка в сборе

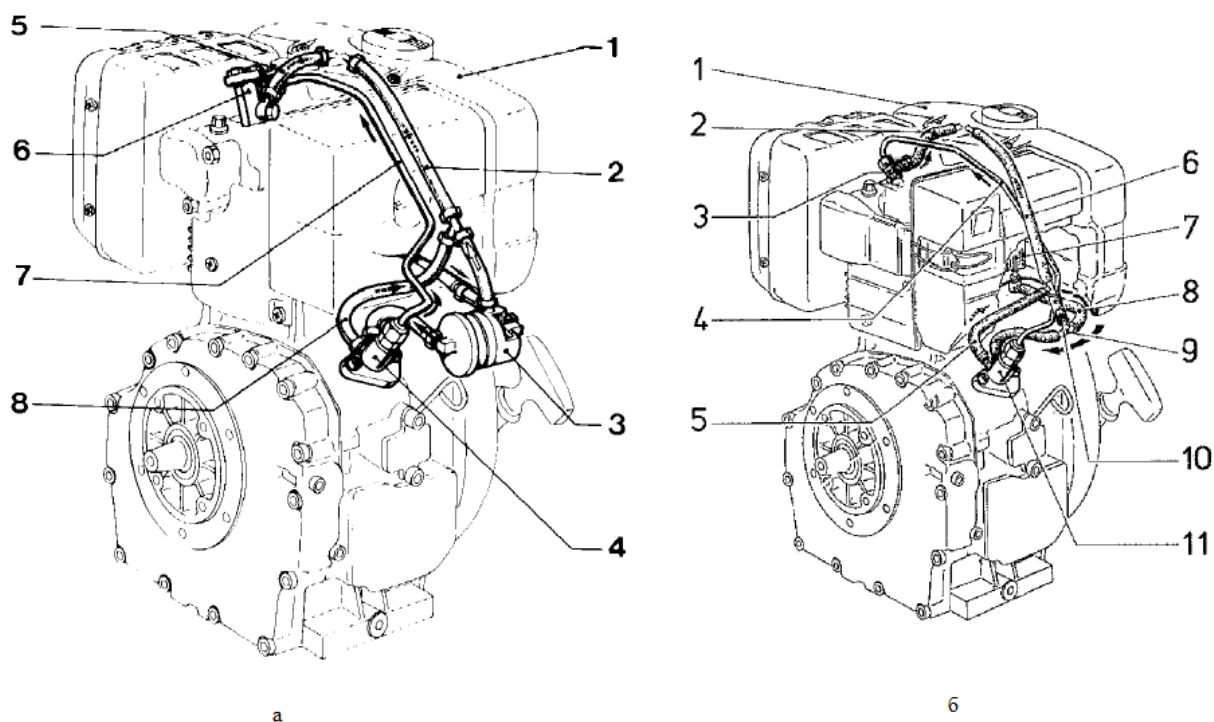


Рисунок 11 – Топливная система в сборе; а – с выносным фильтром; 1 – топливный бак; 2 – обратный трубопровод; 3 – топливный фильтр; 4 – ТНВД; 5 – линия отвода от форсунки; 6 – форсунка; 7 – трубопровод высокого давления; 8 – обратный трубопровод; б – с погружным фильтром; 2 – линия отвода от форсунки; 3 – форсунка; 4 – трубопровод высокого давления; 5,6 – обратная линия; 7 – топливный фильтр; 8 – топливная трубка; 9 – Т-образный соединитель; 11 – ТНВД

4.6 Распределительный вал

Распределительный вал (или распредвал) — вал двигателя внутреннего сгорания, управляющий открытием и закрытием клапанов двигателя. В одноцилиндровых дизельных двигателях распредвал, изображенный на рисунке 12, имеет нижнее расположение с тремя кулачками на валу: один для впуска, один для выпуска, один для топливного насоса. Его изготавливают из особого чугуна с

интегрированными кулачками, либо из кованной углеродистой стали с запрессованными кулачками.

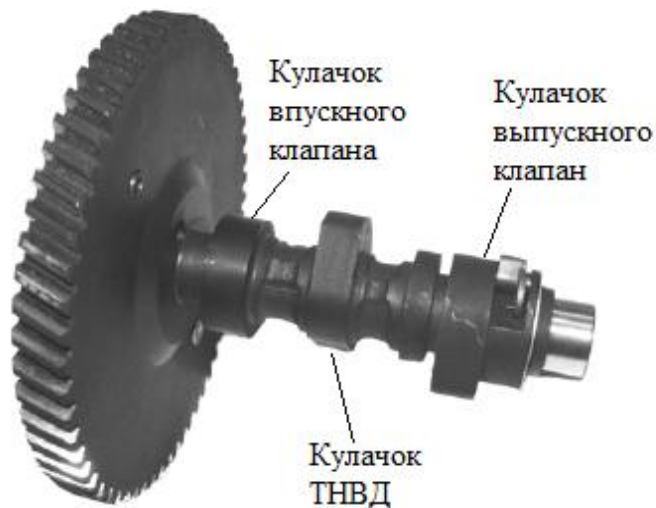


Рисунок 12 – Распределительный вал

4.7 Декомпрессор

Для облегчённого пуска одноцилиндрового дизельного двигателя используется система автоматического декомпрессора или же ручной декомпрессор. В современных одноцилиндровых дизельных двигателях встречаются два типа автоматического декомпрессора. Принцип действия двух типов одинаков, он заключается в том, чтобы приподнять выпускной клапан для снижения компрессии.

Конструктивные особенности первого типа автоматического декомпрессора заключается в том, что установленный на распределительном валу рычаг сброса имеет грузик на одном конце и серповидный кулачок на другом. Серповидный кулачок поднимает толкатель выпускного клапана, клапан открывается и сбрасывает компрессию. Принцип действия изображен на рисунке 13.

Когда скорость вращения коленвала достигает некоторой величины, грузик рычага сброса под действием центробежной силы разворачивается наружу и поворачивает рычаг сброса, который отводит серповидный кулачок, рисунок 13б. В результате выпускной клапан закрывается, и образуется достаточная для пуска двигателя компрессия.

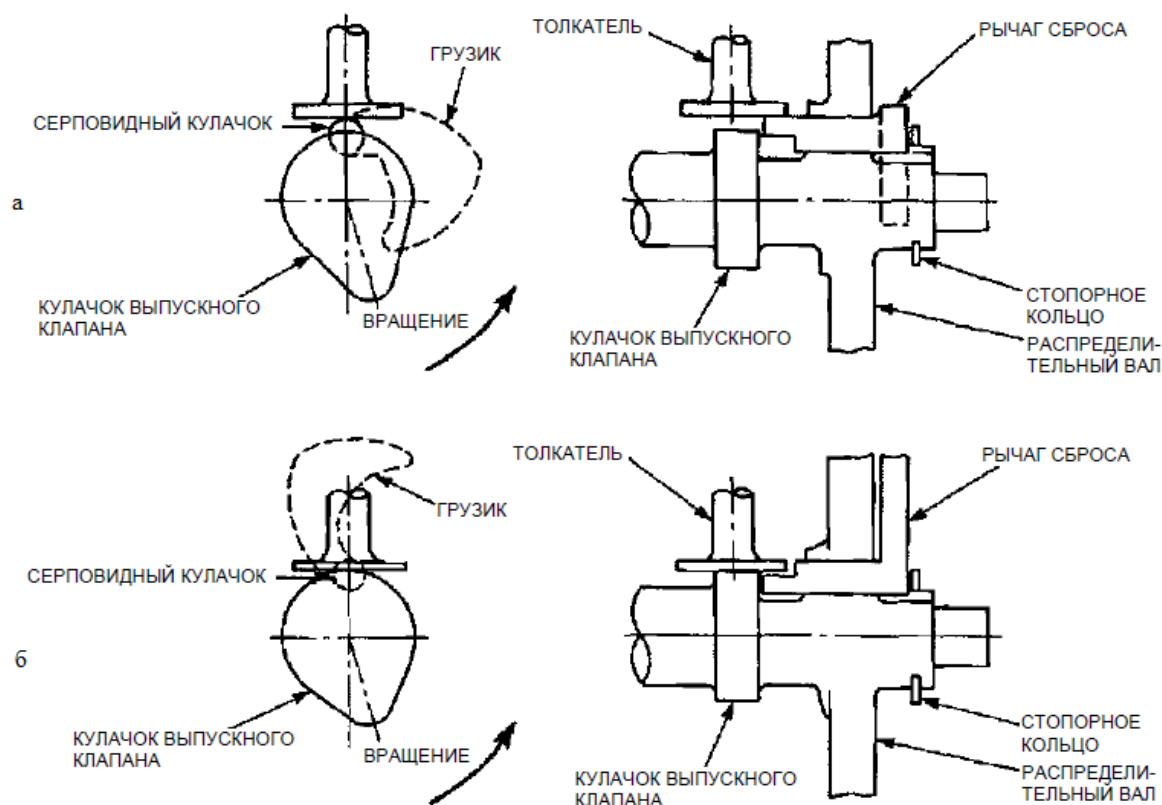


Рисунок 13 – Принцип действия автоматического декомпрессора

Конструктивные особенности второго заключаются в том, что система грузов располагается на шестерне распредвала, рисунок 14. Когда двигатель находится в состоянии покоя и до скорости около 300 об / мин, пружина 1, действующая на грузики 2 и 3 через рычаг 4 и штифт 5, удерживает выпускной клапан открытым во время фазы сжатия. После того, как двигатель превысил 300 об/мин, грузик 2 под действием центробежной силы отклоняется, утягивая за собой рычаг 4 и штифт 5

проворачивается. В этом положении кулачок 6 может регулярно контролировать выпускной клапан благодаря проточке на самой шпильке.

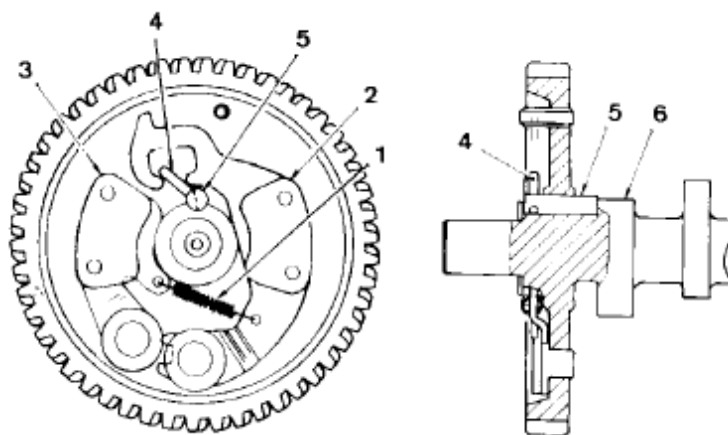


Рисунок 14 – Автоматический декомпрессор на шестерне
распредвала

4.8 Головка цилиндров

Головка цилиндра, изображенная на рисунке 15, является самой важной частью дизельного двигателя. Она отлита под давлением из алюминиевого сплава единой деталью, в которой впускное и выпускное отверстия, камера коромысла клапана и ребра охлаждения сплавлены вместе в идеальную структуру. Головка цилиндров обладает высочайшей прочностью и наивысшей эффективностью охлаждения. Высококачественные жаропрочные седла клапанов запрессованы с учетом противостояния истиранию и коррозии при высокой температуре.

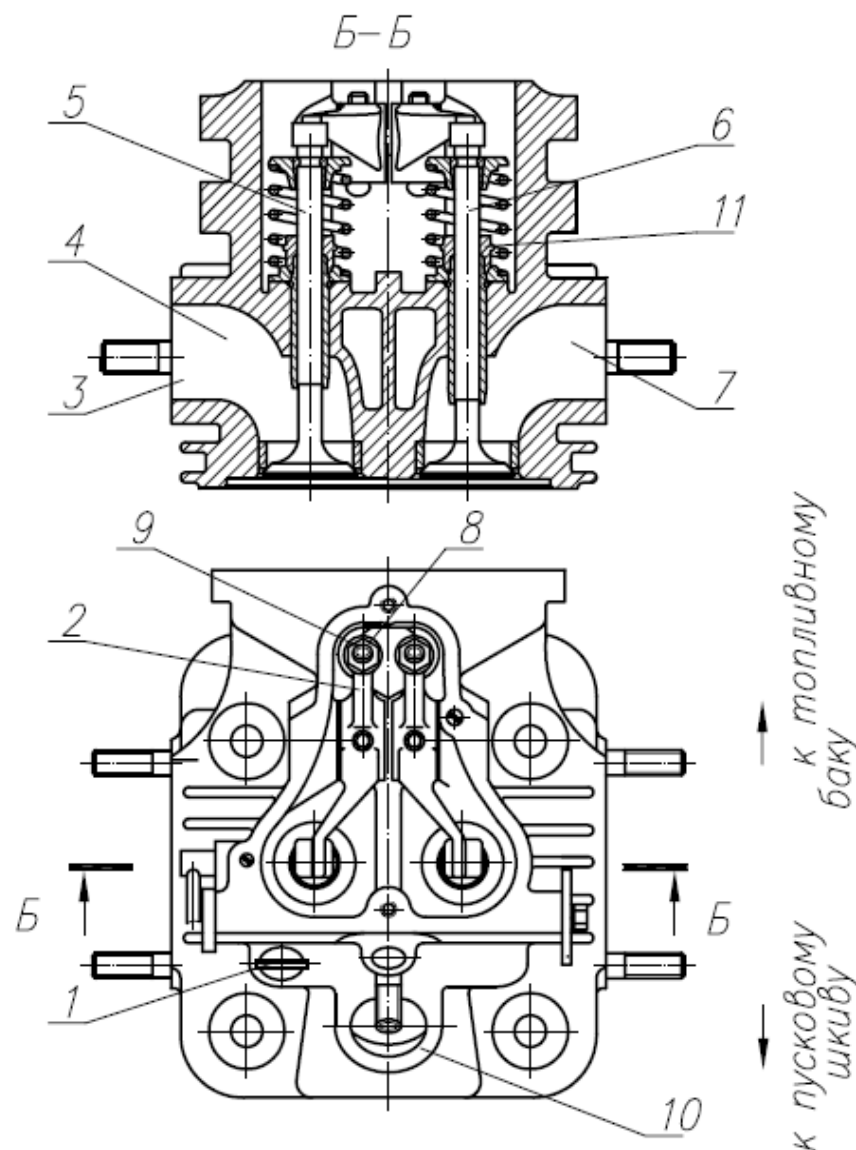


Рисунок 15 – Головка цилиндра в сборе; 1- пробка; 2 – коромысло; 3 – канал впускной; 4 – отверстие для заливки топлива; 5 – клапан впускной; 6 – клапан выпускной; 7 – канал выпускной; 8 – гайка контролочная; 9 – винт регулировочный; 10 – фланец крепления топливной форсунки, 11 – колпачок маслоотражательный

4.9 Блок цилиндра и гильза

Цилиндр и картер представляют собой единую деталь из алюминия, рисунок 16, отлитого под давлением. Гильза цилиндра выполнена из особого чугуна и заделана в алюминиевую отливку. Картер разъединяется

со стороны вала отбора мощности, где к нему прикреплена крышка главного подшипника.

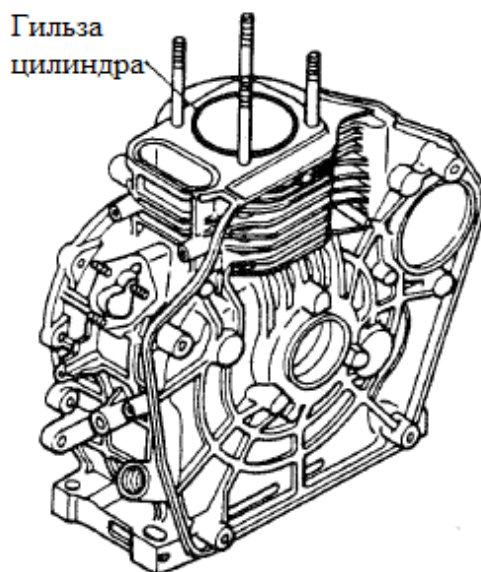


Рисунок 16 – Блок цилиндра и гильза

4.10 Крышка главного подшипника

Крышка главного подшипника, рисунок 17, сделана из отлитого под давлением алюминия и прикреплена к картеру со стороны вала отбора мощности так, что внутреннюю часть двигателя можно проверить, просто сняв крышку. Она оборудована фланцем и ступицей для присоединяемых напрямую агрегатов, таких, как генераторы и насосы. Могут быть установлены два масляных щупа, которые также служат крышками масляных горловин.

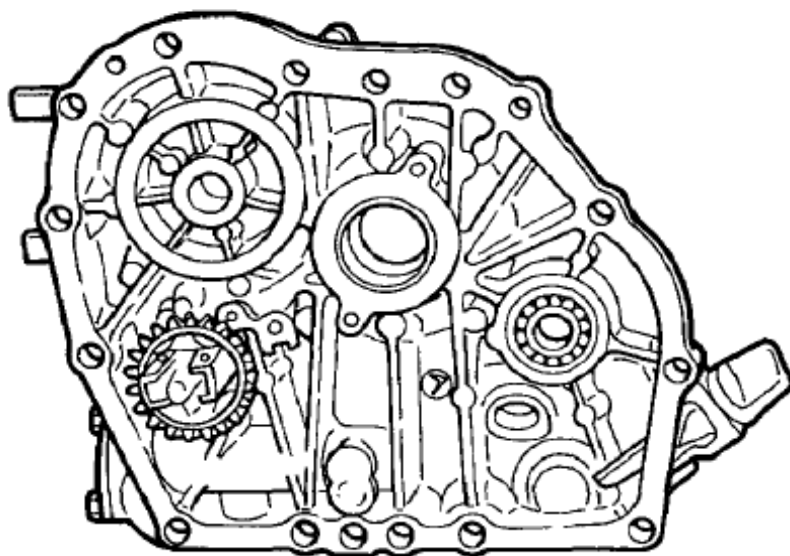


Рисунок 17 – Крышка главного подшипника

4.11 Стартер

Для пуска одноцилиндрового дизельного двигателя используют три вида стартера: ручной с помощью шнура, ручной с помощью рукоятки и электрический стартер. Чаще всего электрический стартер идет как опция. Рассмотрим принцип действия каждого из них.

Ручной стартер с помощью шнура, рисунок 18, состоит из: П-образного стопорного кольца 1, упорной шайбы 2, крышки фрикционной пружины 3, возвратной пружины 4, фрикционной пружины 5, храповика 6.

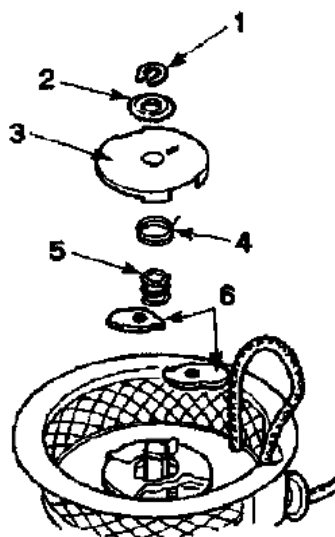


Рисунок 18 – Ручной стартер

При разборке потянуть пусковую ручку и вытянуть стартовый шнур на 30-40 см. Плотнo прижать шкив большим пальцем руки, как показано на рисунке 19, чтобы шкив не смог провернуться назад в том месте, где канавка шкива располагается напротив выхода стартового шнура. Отверткой вытянуть стартовый шнур с внутренней части шкива. Затем использовать канавку шкива и снова намотать шнур в направлении стрелки до упора, притормаживая вращение шкива большим пальцем. В процессе разборки, все детали снимать в порядке нумерации, показанной на рисунке 18.

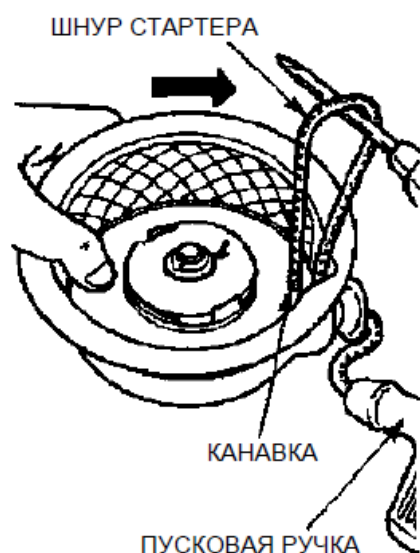


Рисунок 19 – Разборка ручного стартера

Вынимать шкив с корпуса стартера, рисунок 20, следует медленно, слегка поворачивая шкив влево и вправо так, чтобы пружина сошла с крючка шкива. Если шкив снимать резко, есть опасность, что пружина выскочит из гнезда, оставаясь на крючке, поэтому здесь необходима осторожность. В конце, отпустить и снять шнур стартера, который завязан со стороны шкива и со стороны ручки пуска. На этом разборка заканчивается.

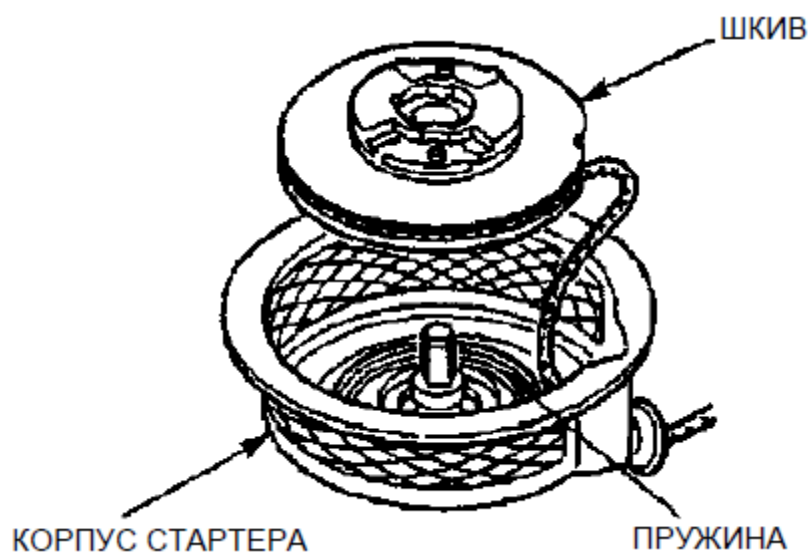


Рисунок 20 – Снятие шкива с корпуса стартера

Запуск при помощи рукоятки

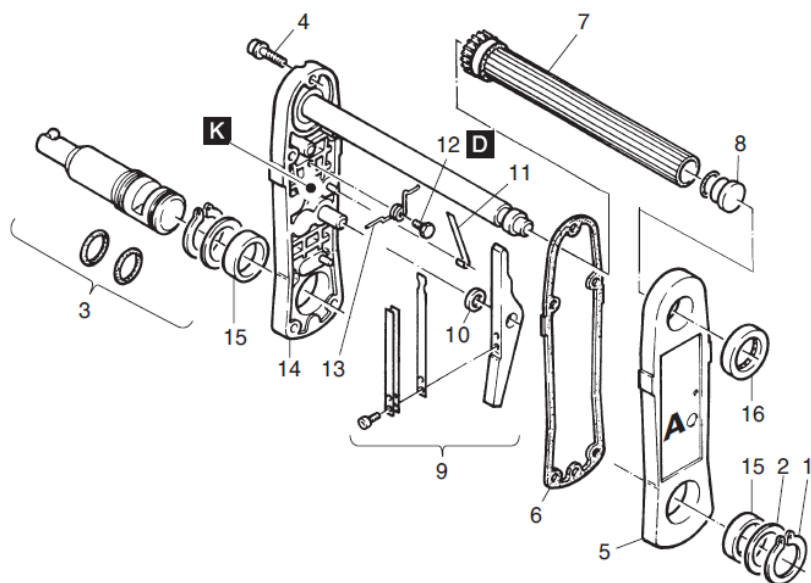


Рисунок 21 – Пусковая рукоятка

Так же в некоторых комплектациях используется электрический стартер. Механизм стартера, рисунок 22, ничем не отличается от тех, которые применяются в автомобилях.

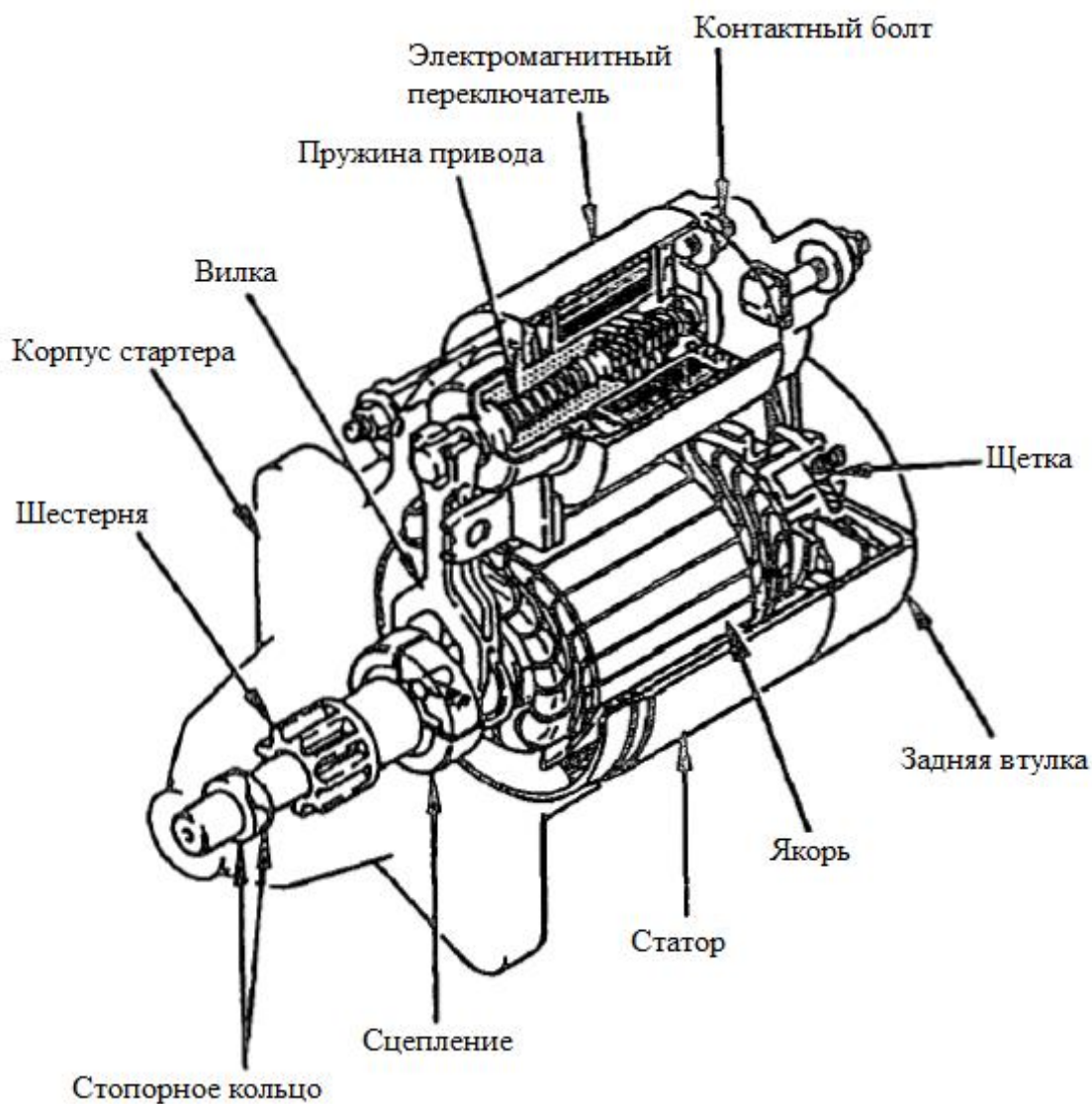


Рисунок 22 – Стартер в сборе

Для заводки двигателя требуется подключить плюсовую клемму аккумулятора к контактному болту на стартере. На модификациях дизеля с генератором устанавливается генератор переменного тока на постоянных магнитах, встроенный в маховик, с реле-регулятором, обеспечивающий

номинальное напряжение 14В и выпрямленный ток 28А при оборотах равных 3600 об/мин.

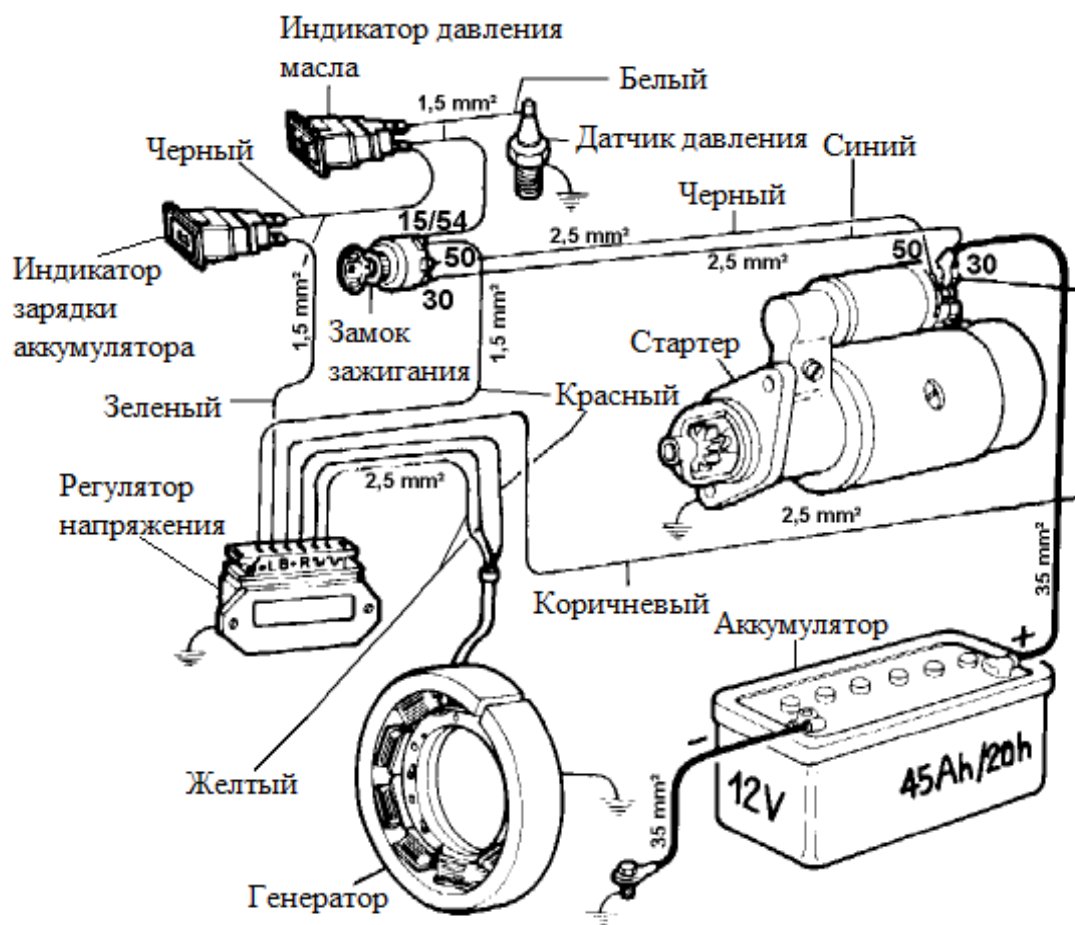


Рисунок 23 – Электрическая схема

4.12 Система регулирования оборотов

Регулятор оборотов центробежного типа с грузиками означает, что к шестерне регулятора прикреплен груз. Втулка регулятора собрана так, чтобы она могла скользить в направлении оси вала насоса, и она соединена с грузиком. Втулка регулятора входит в контакт со скобой регулятора, и посредством рычага управляет работой регуливающей рейки насоса

впрыска топлива. Такое устройство способствует поддержанию постоянства работы независимо от изменения нагрузки.

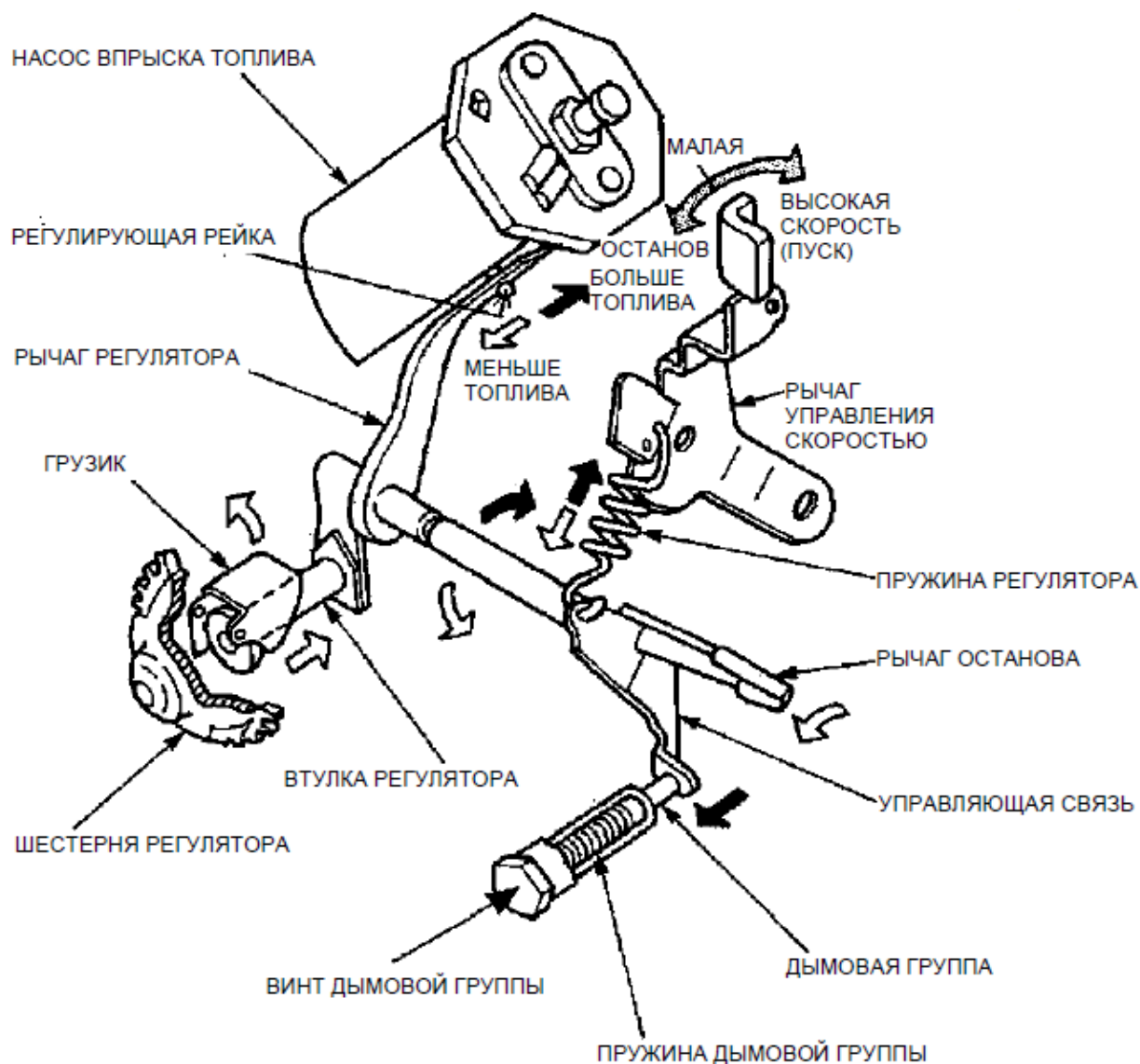


Рисунок 24 – Регулятор оборотов

4.13 Система охлаждения

Дизели имеют принудительную воздушную систему охлаждения, рисунок 25. Тепло, выделяемое дизелем, отводится через систему оребрения головки и цилиндра потоком воздуха, создаваемым системой охлаждения. Система охлаждения включает в себя шкив-вентилятор, корпус вентилятора, состоящий из наружной и внутренней половин,

маховик-вентилятор. Создаваемый вентилятором поток воздуха с помощью кожуха головки цилиндра оптимально распределяется и поддерживает необходимую рабочую температуру деталей дизеля.

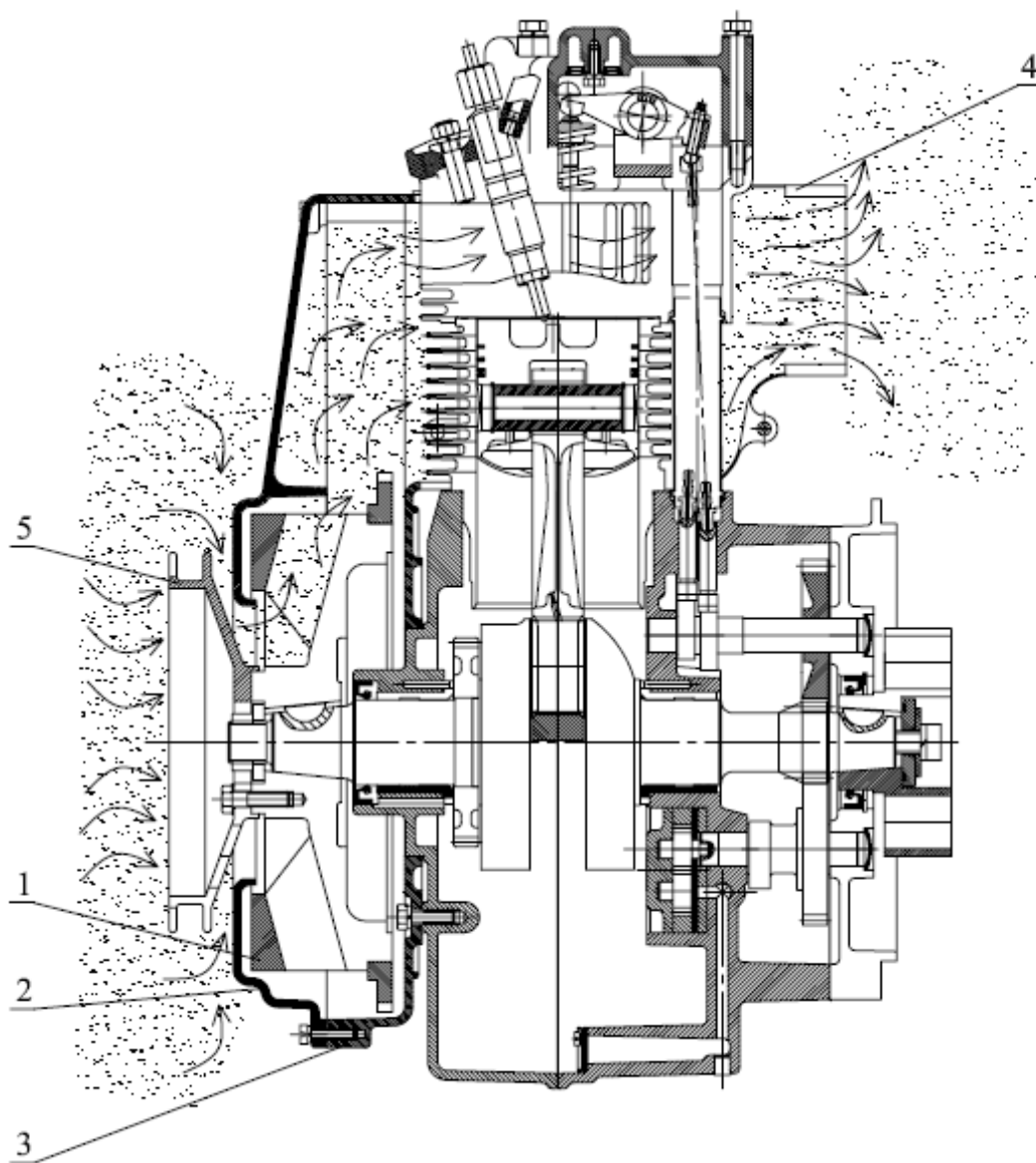


Рисунок 25 – Система охлаждения

ГЛАВА 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

5.1 Тепловой расчет

«Произвести расчет четырёхтактного дизеля, предназначенного для мотоблоков. Дизель одноцилиндровый ($i=1$) с нераздельной камерой сгорания, объемно-пленочным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n=3600$ об/мин и степенью сжатия $\varepsilon=19$ » [21]. Расчет выполнить для двигателя без наддува с эффективной мощностью $N_e=7,35$ кВт.

$i=1$ – число цилиндров двигателя;

$n=3600$ – частота вращения коленчатого вала, об/мин;

$\varepsilon=19$ – степень сжатия двигателя;

$N_e=7,35$ – эффективная мощность, кВт;

$\tau=4$ – тактность двигателя.

5.2 Топливо.

В соответствие с ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работ в летних условиях – марки Л и для зимних условий – марки З). Цетановое число топлива – не менее 45.

Средний элементный состав дизельного топлива

$$C=0,870; H=0,126; O=0,004; S=0; W=0.$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,87 + 125,60 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \\ &\quad \cdot 0,126 = 42,437 \text{ МДж/кг} = 42437 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

5.3 Параметры рабочего тела.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = \frac{1}{0,208} \cdot \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} =$$
$$= 0,500 \text{ кмоль возд/кг топл.};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O = \frac{1}{0,23} \cdot \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 =$$
$$= 14,452 \text{ кг возд/кг топл.}$$

«Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха α до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучший образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha=1,4 - 1,5$. В связи с этим можно принять: $\alpha=1,4$ – для дизеля без наддува» [22].

Количество свежего заряда:

$$\text{при } \alpha=1,4 \quad M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7008 \text{ кмоль св.зар/кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot \alpha - 1 \cdot L_0 = 0,208 \cdot 1,4 - 1 \cdot 0,5 \\ = 0,0416 \text{ кмоль } O_2/\text{кг толп.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,6 \cdot 0,5 = 0,5551 \text{ кмоль } N_2/\text{кг толп.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,0725 + 0,063 + 0,0416 + 0,5551 = \\ = 0,7322 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

5.4 Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Атмосферные условия

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ К.}$$

Давление окружающей среды для дизеля:

$$p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа.}$$

Температура окружающей среды дизеля:

$$T_k = T_0 = 293 \text{ К.}$$

Температура и давление остаточных газов:

$$T_r = 800 \text{ К}, \quad p_r = 1,05 \cdot p_0 = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105 \text{ МПа.}$$

5.5 Процесс впуска.

«Температура подогрева свежего заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако

естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать $\approx 15 - 20$ °С. Поэтому принимаем для дизеля $\Delta T = 20$ °С» [21].

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_b \cdot T_k) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления на впуске в двигателе:

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= (\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot \omega_{вп}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 = 3 \cdot 70^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} / 2 \\ &= 0,0087 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где $\beta^2 + \xi_{вп} = 3$ и $\omega^2 = 70$ м/с принятых в соответствие со скоростным режимом двигателя и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,0087 = 0,0913 \text{ МПа}.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 20}{800} \cdot \frac{0,105}{19 \cdot 0,0913 - 0,105} = 0,0252.$$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{(T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r)}{(1 + \gamma_r)} = \frac{(293 + 20 + 0,0252 \cdot 800)}{(1 + 0,0252)} = 325 \text{ К}.$$

Коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_V &= T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r) / ((T_k + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k) = \\ &= 293 \cdot (19 \cdot 0,0913 - 0,105) / ((293 + 20) \cdot (19 - 1) \cdot 0,1) \\ &= 0,8471 \end{aligned}$$

5.6 Процесс сжатия.

«Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе дизеля на номинальных режимах можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме, рисунок 1» [23].

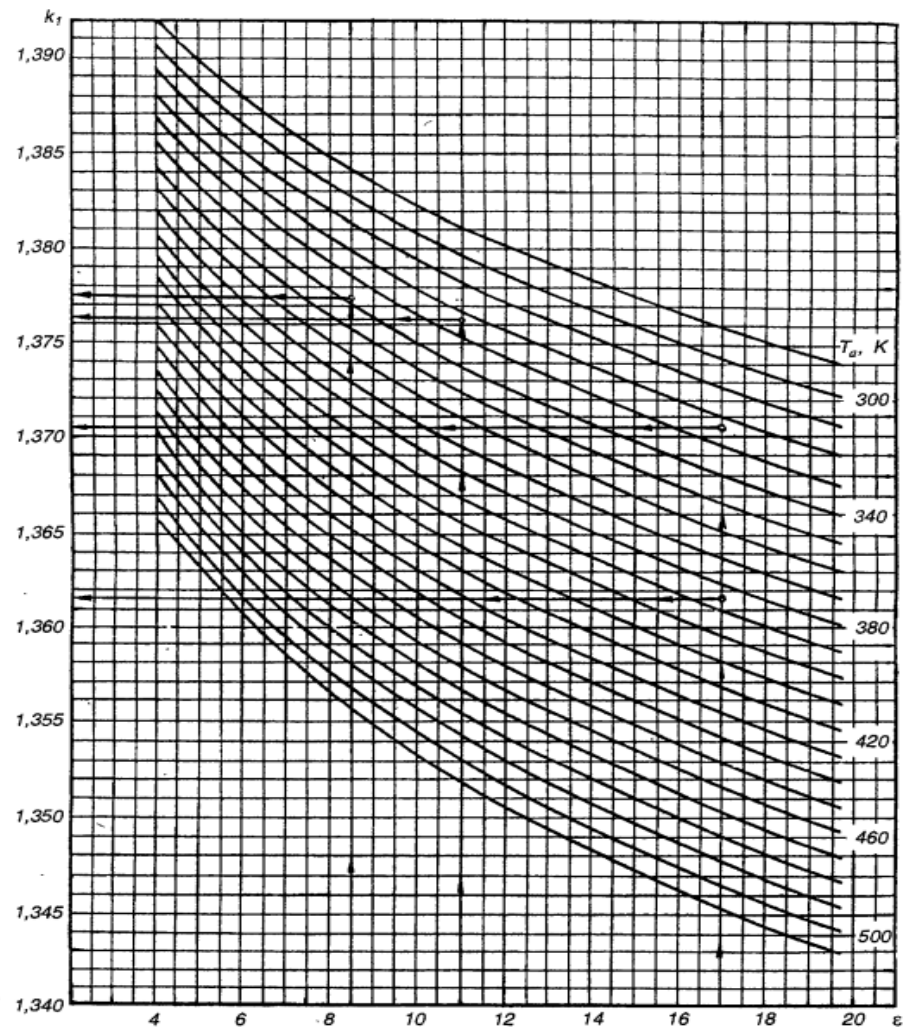


Рисунок 1 – Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия κ_1

При степени сжатия $\epsilon=19$ и $T_a=325$ К, показатель адиабаты сжатия равен:

$$n_1 \approx k_1 = 1,385.$$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0913 \cdot 19^{1,385} = 5,3871 \text{ МПа};$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 325 \cdot 19^{1,385-1} = 1010 \text{ К}.$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

$$\begin{aligned} (mc_V)_{t_0}^{t_c} &= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 737 \\ &= 22,544 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}, \end{aligned}$$

где $t_c = T_c - 273 = 1010 - 273 = 737 \text{ }^\circ\text{C}$;

б) остаточных газов (определяется по таблице 1 методом интерполяции);

при $\alpha=1,4$ и $t_c=737 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$(mc_V'')_{t_0}^{t_c} = 24,342 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)};$$

с) рабочей смеси

$$\begin{aligned} mc_V'_{t_0}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot mc_V_{t_0}^{t_c} + \gamma_1 \cdot mc_V''_{t_0}^{t_c} = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0252} \cdot 22,544 + 0,0252 \cdot 24,342 = \\ &= 22,593 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}. \end{aligned}$$

Таблица 1 – Средняя молярная теплоемкость остаточных газов

Температура, °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

5.7 Процесс сгорания.

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,7322/0,7008 = 1,045.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,045 + 0,0252}{1 + 0,0252} = 1,044.$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1 \cdot 1 + \gamma_1} = \frac{42437}{0,7008 \cdot 1 + 0,0252} = 59063 \text{ кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} mc''_{V \ t_0} t_z &= \left(\frac{1}{M_2}\right) \cdot (M_{CO_2} \cdot mc''_{VCO_2 \ t_0} t_z + M_{H_2O} \cdot mc''_{VH_2O \ t_0} t_z + \\ &+ M_{O_2} \cdot mc''_{VO_2 \ t_0} t_z + M_{N_2} \cdot mc''_{VN_2 \ t_0} t_z); \\ mc''_{V \ t_0} t_z &= \left(\frac{1}{0,7322}\right) \cdot (0,0725 \cdot 39,123 + 0,003349 \cdot t_z + \\ &+ 0,063 \cdot 26,67 + 0,003349 \cdot t_z + 0,0416 \cdot 23,723 + 0,00155 \cdot t_z + \\ &+ 0,5551 \cdot 21,951 + 0,001457 \cdot t_z); \\ mc''_{V \ t_0} t_z &= 24,157 + 0,00173 \cdot t_z; \\ (mc''_p)_{t_0}^{t_z} &= (mc''_V)_{t_0}^{t_z} + 8,315 = 24,157 + 0,00173 \cdot t_z + 8,315 \\ &= 32,472 + 0,00173 \cdot t_z; \end{aligned}$$

«Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять $\xi_z=0,82$ » [23].

«Степень повышения давления в дизеле в основном зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11-12 Мпа. В связи с этим целесообразно принять $\lambda=2$ » [23].

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см.}} + mc'_{V \ t_0} t_c + 8,315 \cdot \lambda \cdot t_c + 2270 \cdot \lambda - \mu = \mu \cdot mc''_{p \ t_0} t_z \cdot t_z;$$

$$0,82 \cdot 59136 + 22,545 + 8,315 \cdot 2 \cdot 721 + 2270 \cdot 2 - 1,044 =$$

$$= 1,044 \cdot (32,472 + 0,00173 \cdot t_z) \cdot t_z;$$

$$78908 = 33,901 \cdot t_z + 0,00173 \cdot t_z^2;$$

$$0,00173 \cdot t_z^2 + 33,901 \cdot t_z - 78809 = 0;$$

$$t_z = \frac{-33,901 - \sqrt{33,901^2 + 4 \cdot 0,00173 \cdot 78908}}{2 \cdot 0,00173} = 2118 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_z = t_z + 273 = 2118 + 273 = 2391 \text{ К.}$$

Максимальное давление сгорания:

$$p_z = \lambda \cdot p_c = 2 \cdot 5,3871 = 10,7741 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения:

$$\rho = \mu \cdot \frac{T_z}{\lambda \cdot T_c} = 1,0437 \cdot \frac{2391}{2 \cdot 1010} = 1,24.$$

5.8 Процесс расширения.

Степень последующего расширения:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{19}{1,24} = 15,38$$

«Средние показатели адиабаты и политропы расширения для дизеля выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения с учетом достаточно больших размеров цилиндра, несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется оп номограмме, рисунок 2» [21].

Для дизельного двигателя при $\delta=15,38$; $T_z=2263$ и $\alpha=1,6$ $\kappa_2=1,2735$, а $n_2=1,263$.

Давление и температура в конце расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,7741}{15,38^{1,263}} = 0,3415 \text{ МПа};$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2263}{15,38^{1,263-1}} = 1165 \text{ К}.$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1165}{\sqrt[3]{\frac{0,3415}{0,105}}} = 786 \text{ К};$$

$$\Delta = 100 \cdot \frac{786 - 800}{786} = -1,73 \%, \text{ что допустимо.}$$

5.9 Индикаторные параметры рабочего цикла.

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$\begin{aligned} p'_i &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \lambda \cdot \rho - 1 + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot 1 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}} = \\ &= \frac{5,38}{19 - 1} \cdot 2 \cdot 1,24 - 1 + \frac{2 \cdot 1,24}{1,263 - 1} \cdot 1 - \frac{1}{15,38^{1,263-1}} - \frac{1}{1,385 - 1} \\ &\quad \cdot 1 - \frac{1}{15,38^{1,385-1}} = 1,055 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

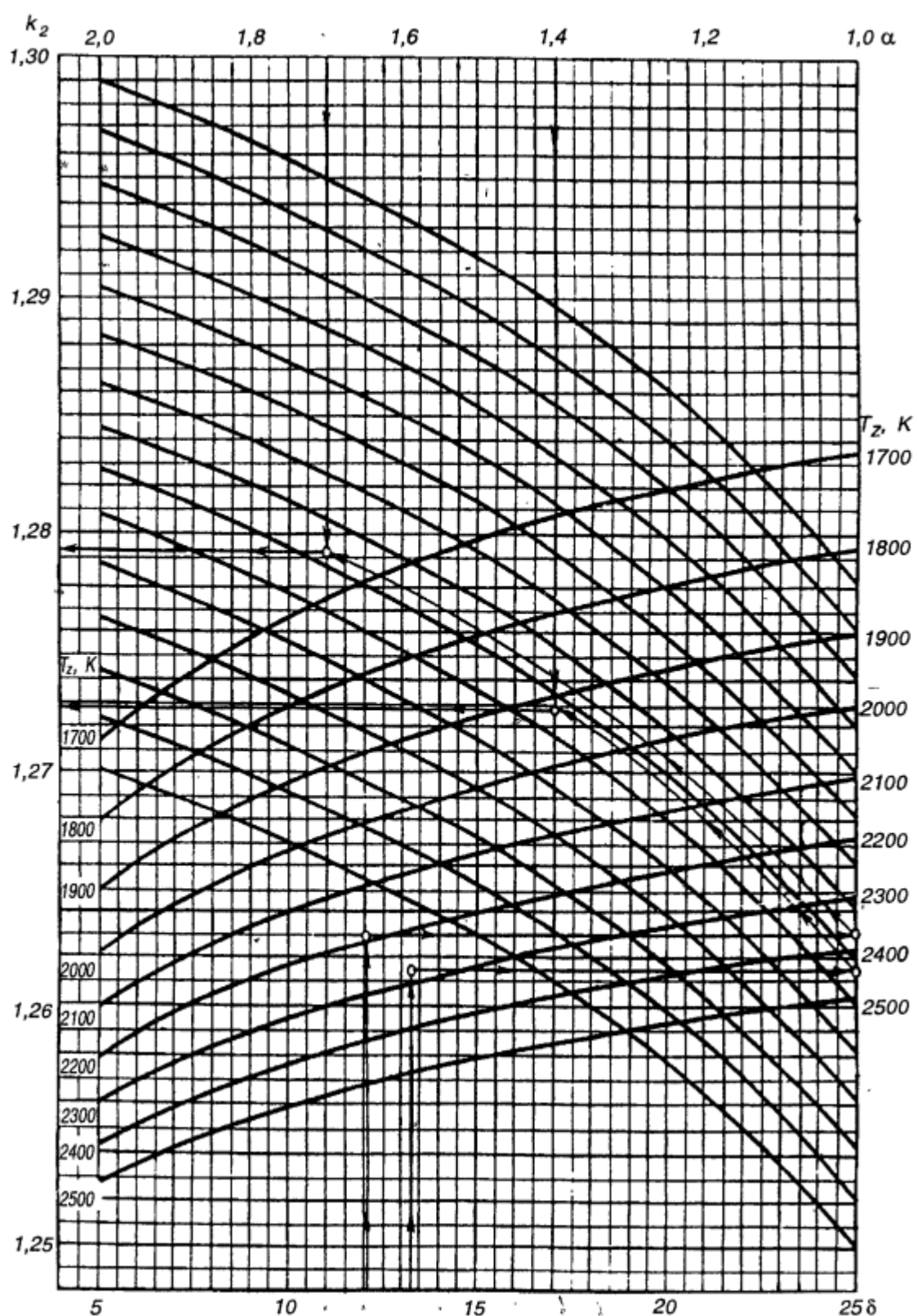


Рисунок 2 – Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_{\text{и}} \cdot p'_i = 0,95 \cdot 1,055 = 1,003 \text{ МПа},$$

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_{\text{и}} = 0,95$.

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = p_i \cdot l_0 \cdot \frac{\alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_V} = 1,003 \cdot 14,4522 \cdot \frac{1,4}{42,437 \cdot 1,1892 \cdot 0,8471} = 0,475$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i) = 3600 / (42,437 \cdot 0,475) = 179 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

5.10 Эффективные показатели двигателя.

Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{\text{п.ср}} = 0,089 + 0,0118 \cdot 8,3 = 0,187 \text{ МПа},$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $v_{\text{п.ср}} = 8,3 \text{ м/с}$.

Среднее эффективное давление и механические КПД:

$$p_e = p_i - p_M = 1,003 - 0,187 = 0,8158 \text{ МПа};$$

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,8158}{1,003} = 0,8136$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,4745 \cdot 0,8136 = 0,386$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{42,437 \cdot 0,386} = 220 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

5.11 Основные параметры цилиндра и двигателя.

Литраж двигателя

$$V_L = 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e}{p_e \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{7,35}{0,8158 \cdot 3600} = 0,300 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{V_L}{i} = \frac{0,300}{1} = 0,300 \text{ л.}$$

Диаметр и ход поршня дизеля, выполняются с отношением хода и диаметр цилиндра $S/D=0,58$. У аналогичных дизельных одноцилиндровых двигателей, просматривается данное соотношение:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot \frac{V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot \frac{0,300}{3,14 \cdot 0,58}} = 87 \text{ мм;}$$

$$S = D \cdot 0,58 = 87 \cdot 0,58 = 50,5 \text{ мм.}$$

Примем значение хода поршня равным $S=70$. По окончательным принятым значениям D и S определяются основные параметры и показатели двигателя:

$$V_L = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot \frac{i}{4 \cdot 10^6} = 3,14 \cdot 87^2 \cdot 70 \cdot \frac{1}{4 \cdot 10^6} = 0,416 \text{ л;}$$

$$F_{\Pi} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{87^2}{4} = 5949 \text{ мм}^2 = 59,5 \text{ см}^2.$$

$$v_{\text{п.ср.}} = S \cdot \frac{n}{3 \cdot 10^4} = 70 \cdot \frac{3600}{3 \cdot 10^4} = 8,4 \text{ м/с,}$$

$$\Delta v = 100 \cdot \frac{v_{\text{п.ср.}} - v_{\text{п.ср}}}{v_{\text{п.ср}}} = 1,19\%$$

что достаточно близко (ошибка $< 2\%$) к ранее принятому значению $v_{\text{п.ср}} = 8,3 \text{ м/с}$;

$$N_e = p_e \cdot V_{\text{л}} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} = 0,8158 \cdot 0,416 \cdot \frac{3600}{30 \cdot 4} = 10,2 \text{ кВт};$$

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot \frac{N_e}{30 \cdot \tau} = 3 \cdot 10^4 \cdot \frac{10,2}{30 \cdot 4} = 27 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$G_T = N_e \cdot g_e = 10,2 \cdot 0,219 = 2,24 \text{ кг/ч};$$

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}} = \frac{10,2}{0,416} = 24,47 \text{ кВт/дм}^3.$$

5.12 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом:

$$Q_0 = H_u \cdot \frac{G_T}{3,6} = 42437 \cdot \frac{2,2395}{3,6} = 26399 \text{ Дж/с};$$

Теплота, эквивалентная эффектной работе за 1 с.:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 10,2 = 10192 \text{ Дж/с};$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_{\text{в}} = C \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{1}{\alpha} = 0,45 \cdot 1 \cdot 8,7^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 3600^{0,6} \cdot \frac{1}{1,4} \\ = 5107 \text{ Дж/с},$$

где C – коэффициент пропорциональности (для четырёхтактных двигателей $C=0,45$); i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырёхтактного двигателя $m=0,6$); n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Теплота, унесенная с отработавшими газами:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \cdot M_2 \cdot m c_p'' \frac{t_r}{t_0} \cdot t_r - M_1 \cdot m c_p \frac{t_k}{t_0} \cdot t_k =$$

$$= \frac{1,953}{3,6} \cdot 0,7322 \cdot 31,848 \cdot 513 - 0,7008 \cdot 29,09 \cdot 20 = 7194 \text{ Дж/с},$$

где $mc_p'' \frac{t_r}{t_0} = mc_V' \frac{t_r}{t_0} + 8,315 = 23,533 + 8,315 = 31,848 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$;

$$mc_p'' \frac{t_r}{t_0} = 23,533 - \text{ по таблице 3 методом интерполяции при } \alpha=1,4 \text{ и}$$

$$t_r = T_r - 273 =$$

$$= 786 - 273 = 513^\circ\text{C};$$

$$mc_p \frac{t_k}{t_0} = mc_V \frac{t_k}{t_0} + 8,315 = 20,775 + 8,315$$

$$= 29,09 \text{ кДж/ кмоль} \cdot \text{град} ;$$

$$mc_V \frac{t_k}{t_0} = 20,775 \text{ определено по таблице 3 (графа «Воздух») при}$$

$$t_k = T_k - 273 = 293 - 273 = 20^\circ\text{C}.$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - Q_e + Q_b + Q_r = 26399 - 10192 + 5107 + 7194$$

$$= 3905 \text{ Дж/с}.$$

Составляющие теплового баланса представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Составляющие теплового баланса.

Составляющая теплового баланса	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	10192	38,6
Теплота, передаваемая охлаждения среды	5107	19,3
Теплота, унесенная с отработавшими газами	7194	27,3
Неучтенные потери теплоты	3905	14,8
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	23022	100

Таблица 3 – Средняя молярная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме

Температура, °C	Средняя молярная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль · град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600*	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700*	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800*	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

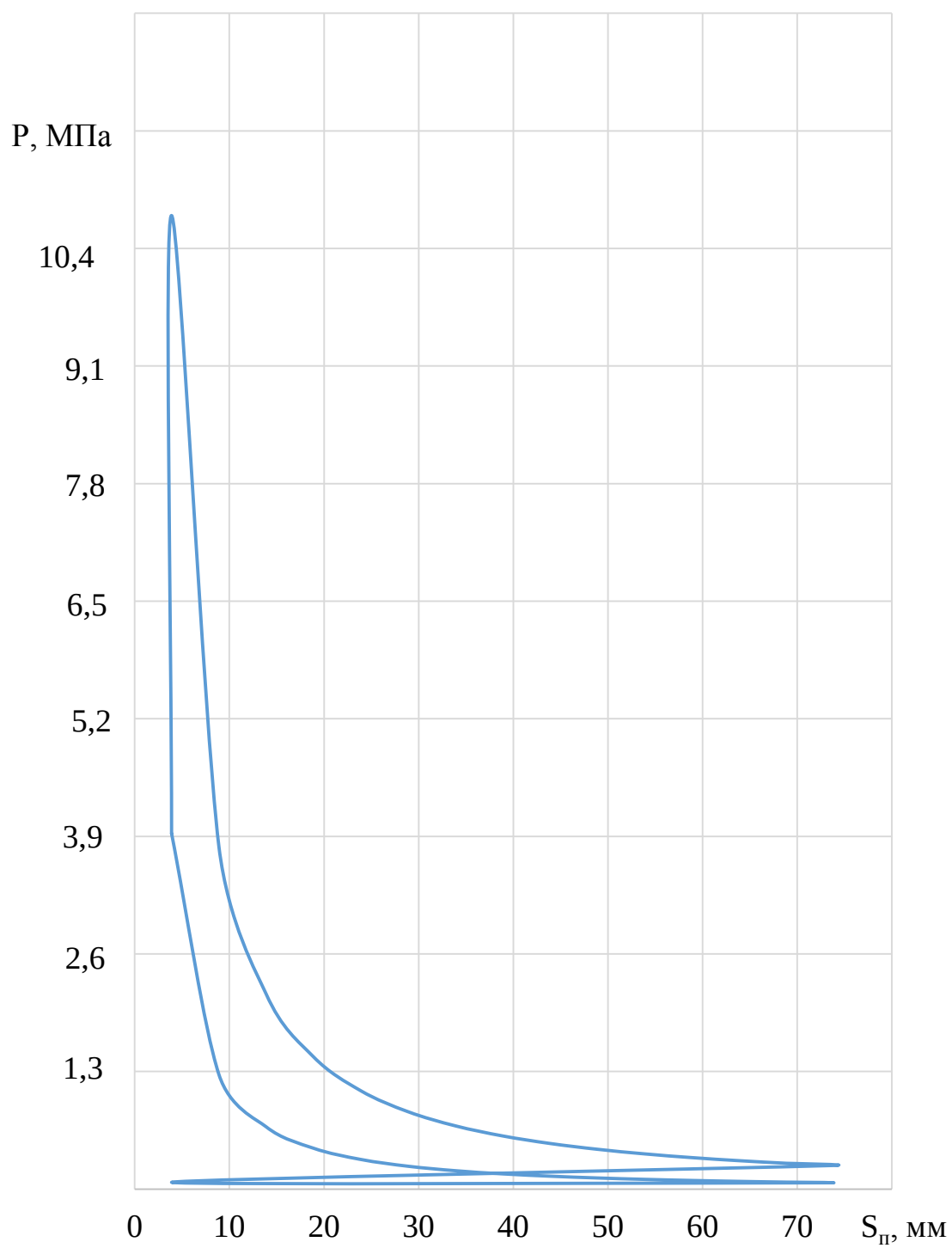


Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма одноцилиндрового дизельного ДВС

5.13 Расчет внешней скоростной характеристики дизельного ДВС

Для анализа работы одноцилиндрового двигателя, построим внешнюю скоростную характеристику» [20]. При построении внешней скоростной характеристики используем данные полученные в тепловом расчете:

$N_e = 7,35$ – эффективная мощность, кВт;

$n = 3600$ – частота вращения коленчатого вала

при максимальной мощности, об/мин;

$\tau = 4$ – тактность двигателя;

$g_e = 220$ – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч);

$\varepsilon = 19$ – степень сжатия

Таблица 4 – Внешняя скоростная характеристика.

n_x – частота вращения коленчатого вала, об/мин	N_{ex} – мощность, кВт	M_{ex} – крутящий момент, Н*м	g_{ex} – удельный эффективный расход, г/(кВт*ч)	G_{tx} – часовой расход топлива, кг/ч
800	1,75	20,9	276	0,48
1000	2,26	21,6	263	0,59
1200	2,78	22,1	252	0,70
1400	3,31	22,6	242	0,80
1600	3,84	22,9	233	0,89
1800	4,35	23,1	226	0,98
2000	4,86	23,2	219	1,07
2200	5,33	23,1	215	1,15
2400	5,78	23,0	211	1,22
2600	6,18	22,7	209	1,29
2800	6,54	22,3	209	1,37
3000	6,84	21,8	210	1,43
3200	7,08	21,1	212	1,50
3400	7,26	20,4	215	1,56
3600	7,35	19,5	220	1,62

Мощность в расчетных точках

$$\begin{aligned} N_{ex} &= N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot 0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \frac{n_x^2}{n_N^2} = \\ &= 7,35 \cdot \frac{n_x}{3600} \cdot 0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{3600} - \frac{n_x^2}{3600^2} \text{ кВт}; \end{aligned}$$

Эффективный крутящий момент

$$M_{ex} = N_{ex} \cdot \frac{3 \cdot 10^4}{\pi \cdot n_x} = 9554 \cdot \frac{N_{ex}}{n_x} \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Удельный эффективный расход топлива

$$\begin{aligned} g_{ex} &= g_{eN} \cdot 1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n_N} + \frac{n_x^2}{n_N^2} \\ &= 220 \cdot 1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{3600} + \frac{n_x^2}{3600^2} \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}; \end{aligned}$$

Часовой расход топлива

$$G_{Tx} = 10^{-3} \cdot g_{ex} \cdot N_{ex} \text{ кг/ч};$$

Все расчетные данные занесем в таблицу 4 и на основе полученных данных построим график, изображённый на рисунке 4.

На графике видно, что максимальный крутящий момент находится при частоте вращения коленчатого вала равным 2000 об/мин.

Минимальный расход топлива находится при частоте вращения коленчатого вала равным 2600-2800 об/мин.

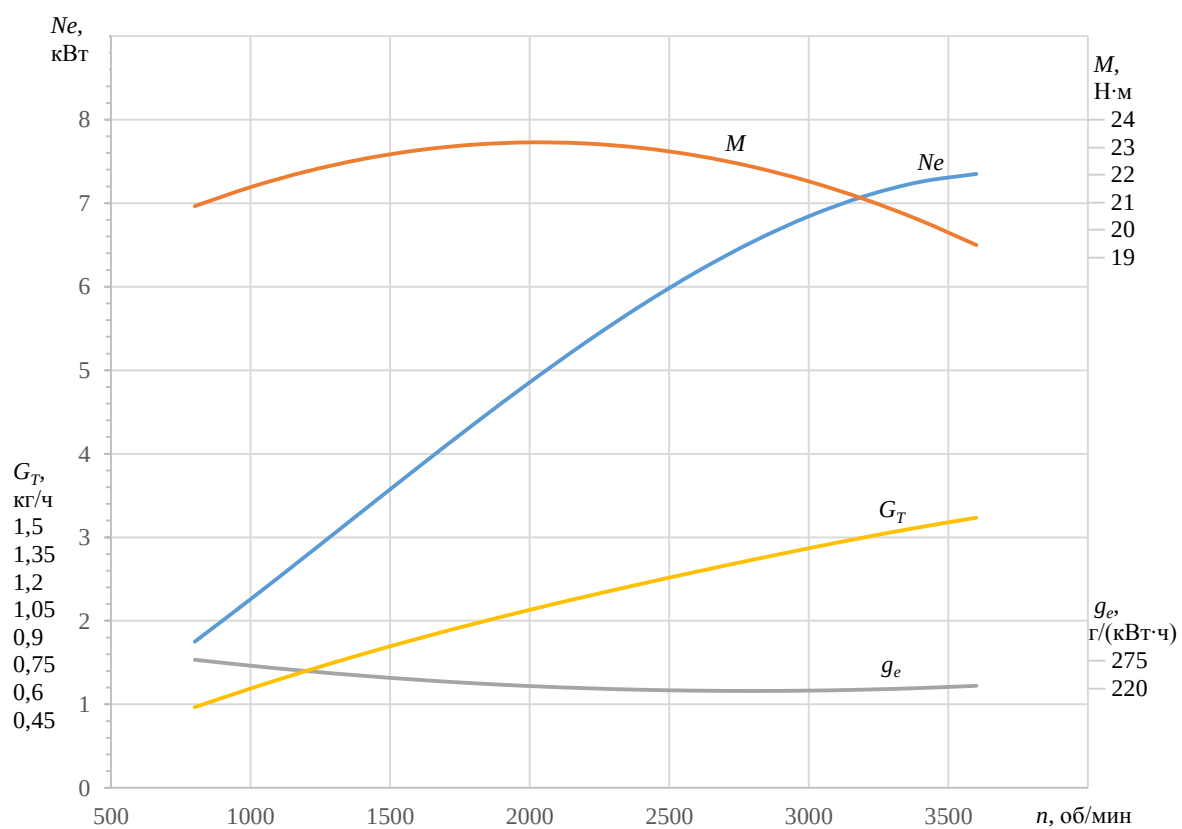


Рисунок 4 – Скоростная характеристика дизельного двигателя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализировав мотоблоки и силовые агрегаты, которыми их комплектуют, рассмотрев их конструкцию, можно выделить три одноцилиндровых дизельных двигателей внутреннего сгорания, являющиеся часто применяемыми:

- Yanmar;
- Robin Subaru;
- Kipor;

Все конструктивные особенности данных одноцилиндровых двигателей очень схожи и повторяют друг друга. Для выбора будущего прототипа, нужно обратить внимание на собранную информацию по данным ДВС и качество данной информации, чтобы можно было сравнить их и выбрать один, более лучший.

Первые две компании: Yanmer, Robin Subaru, на рынке одноцилиндровых дизельных двигателей внутреннего сгорания находится очень давно. Обе эти компании имеют большой опыт в разработке двигателей и хорошо себя зарекомендовали себя по всему.

Компания Yanmar, разрабатывала и производила свои дизельные двигатели для небольших рыбацких судов. Со временем, компания начала использовать свои двигатели для сельскохозяйственных и коммунальных нужд. Самостоятельно ведя разработку и производство тракторов, мотоблоков.

Компания Robin Subaru начали свои разработки дизельных двигателей внутреннего сгорания не так давно, но все же успели составить хорошую конкуренцию компании Yanmar. Robin Subaru изготавливает свои двигатели для мотоблоков.

Обе, выше описанные компании находятся в Японии и производят качественные, высоконадежные дизельные двигатели внутреннего сгорания.

Компания Kipor, производят свои двигатели в Китае. Данная компания начала производить свои одноцилиндровые дизельные двигатели внутреннего сгорания также недавно, как и Robin Subaru.

Помимо этих трех компаний на рынке также имеются, и другие хорошие производители одноцилиндровых дизельных двигателей. Но мы не рассматривали их, так как не было найдено достаточной технической информации по ним, чтобы достойно сравнить их с имеющимися двигателями.

Подводя итоги можно отметить, что область применения дизельных одноцилиндровых двигателей очень обширна, начиная с садовой техники и заканчивая военной.

На базе одноцилиндрового двигателя можно, в дальнейшем, создать трехцилиндровый двигатель, который впоследствии возможно устанавливать на тракторы. В России почти нет компаний, которые занимаются разработкой новых, конкурентно способных одноцилиндровых дизельных двигателей внутреннего сгорания, а область применения данных двигателей очень велика и спрос на рынке очень большой.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Fuji Heavy Industries., LTD [Текст] // Manual. – Japan: 2009. – 72.
2. Двигатели Robin Subaru [Электронный ресурс], - http://robin-subaru-motor.ru/catalogue/petrol_engines/ex_series/ex-27p.htm (Дата обращения:
3. Дизельные двигатели Lombardino [Электронный ресурс], - http://www.suet-motor.ru/catalogue/disel_engines/lombardini/9ld625-2.htm
4. Kipor [Текст] // Инструкция по эксплуатации. – Китай: – 22.
5. Лучшие двигатели для мотоблоков [Электронный ресурс], - http://referatwork.ru/spisok_literaturi/oformlenie_spiska_literaturi_gost_7-1-2003_7-0-5-2008_2014.html
6. Двигатели Subaru [Текст] // Каталог продукции Robin Subaru. – стр.: 8 – 15.
7. Круглов М.Г., Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1983.
8. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: «Высшая школа», 1980.
9. Вибе И.И., Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекции. - Челябинск: ЧПИ, 1974.
10. Попык К.Г., Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1965.
11. Поспелов Д.Р., Конструкция двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. – М.: «Машиностроение», 1973.
12. SAE – Handbook. New-York, Published by Society of Automotive Engineers, 1969.

13. Suppression of noise from air-cooled engines. «Gas and oil Power», 1967.
14. Неразделенные и разделенные [Электронный ресурс]: URL: <http://refwin.ru>
15. Кривошипно-шатунный механизм [Электронный ресурс]: URL: <https://allbest.ru>
16. ДВС [Электронный ресурс]: URL: <http://5fan.ru>
17. Устройство автомобилей [Электронный ресурс]: URL: <http://tfolio.ru>
18. Топливный насос высокого давления [Электронный ресурс]: URL: <http://ru.wikipedia.org>
19. BOCHS [Текст] // Автомобильный справочник. – За рулем:2000 – 893.
20. Кривошипно-шатунный механизм [Электронный ресурс]: URL: <http://otherreferats.allbest.ru>
21. Государственное образовательное учреждение [Электронный ресурс]: URL: <http://mydocx.ru>
22. Курсовая работа: Четырехтактный двигатель [Электронный ресурс]: URL: <http://bestreferat.ru>
23. Классификация ДВС [Электронный ресурс]: URL: <http://studmed.ru>
24. Yanmar CO., LTD. [Текст]// YANMAR FLYING-Y BUILDING,1-32, Chayamachi, Kita-ku, Osaka. – Japane, 2009 – 8.
25. YANMAR ENGINE CO., LTD [Текст] // Yanmar service manual industrial diesel engine. – Japane, 2000. – 42.
26. Robin Industrial Engines, [Текст] // Service manual. – Japan, 2005. – 75.
27. Hatz diesel, [Текст] // Workshop manual. – Germany, 2001. – 193.
28. Lombardini service, [Текст] // Work shop manual. – Italy, 2003 – 74.
29. Болтинский В.Н., Тракторные и автомобильные двигатели. – М.: «Государственное издательство сельскохозяйственной литературы», 1953.

30. Овсяников М.К., Петухов В.А., Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982.