

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БЫСТРОХОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сборник материалов научно-технической конференции студентов,
аспирантов и профессорско-преподавательского состава кафедры
«Двигатели внутреннего сгорания», посвященной 80-летию АлтГТУ

2-3 июня 2022 г.

ISBN 978-5-7568-1422-4



Барнаул • 2022

Об издании – [1](#), [2](#)

© Алтайский государственный технический
университет им. И.И. Ползунова, 2022

УДК 621.43.01
C560

Совершенствование быстроходных двигателей : сборник материалов научно-технической конференции студентов, аспирантов и профессорско-преподавательского состава кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», посвященной 80-летию АлтГТУ (2-3 июня 2022 г.) / Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул : АлтГТУ, 2022. – 169 с. – URL : https://journal.altstu.ru/konf_2022/2022_1/108/. – Текст : электронный.

ISBN 978-5-7568-1422-4

Сборник содержит материалы докладов студентов, аспирантов, соискателей и профессорско-преподавательского состава кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», представленных на ежегодной научно-технической конференции (г. Барнаул, 2-3 июня 2022 года). В материалах изложены результаты исследования рабочего процесса, конструкции, систем, а также экологической безопасности быстроходных двигателей внутреннего сгорания, выполненные студентами, магистрантами, аспирантами, преподавателями и научными работниками кафедры «Двигатели внутреннего сгорания».

Сборник предназначен для студентов, аспирантов и молодых исследователей в области двигателей внутреннего сгорания.

Ответственный редактор:

д. т. н., профессор Свистула А. Е.

к. т. н., доцент Кузьмин А. Г.

аспирант кафедры ДВС Ошкало Е. С.

аспирант кафедры ДВС Саночкин А. С.

Минимальные системные требования

Yandex (20.12.1) или Google Chrome (87.0.4280.141) и т.п.
скорость подключения - не менее 5 Мб/с, Adobe Reader и т.п.

Дата подписания к использованию 7.11.2022. Объем издания – 6,5 Мб.
Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, 656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46, <https://www.altstu.ru>.

ISBN 978-5-7568-1422-4

© Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, 2022

[вперед \(содержание\)](#)

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВОЛНОВЫХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РАСЧЕТА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТИПА COMMON RAIL

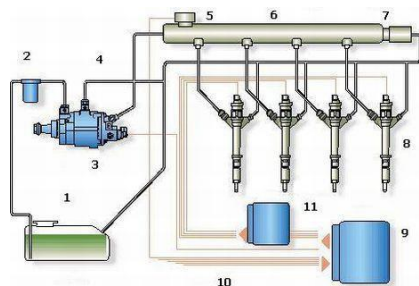
Неупомнящих А.Ю., Кулманаков С.П.

Начиная с двадцать первого века дизельный двигатель сталкивается с проблемой, связанной с двумя факторами: энергетика и защита окружающей среды; таким образом, повышение эффективности и контроль выбросов стали важной проблемой, стоящей перед современной промышленностью дизельных двигателей.

Эффективность и снижение выбросов тесно связаны с процессом сжигания. Наиболее целесообразным подходом является реформирование топливной системы дизельного двигателя с целью повышения ее производительности.

Технология впрыска топлива с электронным управлением представляет собой реализацию управления количеством впрыска топлива, временем впрыска и законом впрыска топлива, чтобы реализовать хорошо организованный процесс сгорания и оптимизировать показатели экономичности, мощности и выбросов при различных условиях работы.

Новейшие среднескоростные и мощные дизельные двигатели, разработанные за рубежом, все без исключения адаптировали технологию Common rail, поэтому очевидно, что технология Common rail стала одной из важных технических мер реагирования на выбросы и экономию топлива.

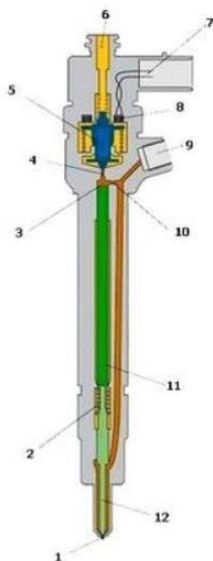


1 – топливный бак; 2 – топливный фильтр; 3 – топливный насос высокого давления; 4 – топливопроводы; 5 – датчик давления топлива; 6 – топливная рампа; 7 – регулятор давления топлива; 8 – форсунки; 9 – электронный блок управления;

10 – сигналы от датчиков; 11 – усилительный блок

Рисунок 1 – Устройство системы впрыска Common Rail

Форсунка, являясь элементом конструкции системы впрыска, предназначена для эффективной дозированной подачи топливной жидкости, ее распыления в камере сгорания (впускном коллекторе) и образования топливоздушной смеси. Форсунки используются в системах впрыска как бензиновых, так и дизельных двигателей. На современных версиях двигателей устанавливаются форсунки с электронным управлением впрыском.



- 1 – сопло форсунки; 2 – пружина; 3 – камера управления; 4 – сливной дроссель;
 5 – якорь электромагнита; 6 – сливной канал; 7 – электрический разъем;
 8 – обмотка возбуждения; 9 – штуцер подвода топлива; 10 – впускной дроссель;
 11 – поршень; 12 – игла форсунки

Рисунок 2 – Электрогидравлическая форсунка

Открытие клапана определяет начало колебательных процессов в ЭГФ. При поступлении электрического импульса на электромагнит управляющего клапана и страгивании его с седла давление в объемах форсунки начинает падать в следствии оттока топлива из камеры.

Наибольшее падение наблюдается у давления под запирающим элементом якоря клапана, а наименьшее в каналах распылителя до запирающего конуса иглы и аккумулятора форсунки, наиболее удаленных от управляющего клапана.

Дальнейшее падение давления под запирающим клапаном и давления в управляющей камере связано с началом процесса впрыскивания. В дальнейшем давление в камере управления начинает увеличиваться при сокращении ее объема с подъемом иглы. Наименьшие значения давлений приходится на основную фазу впрыскивания топлива, когда давление перед распыливающими отверстиями в подыгольном объеме достигает наибольших значений. При этом это давление отличается от давления перед запирающим конусом или распылителя на величину перепада, обеспечиваемого дросселированием в запирающей части распылителя между его иглой и конусом. Характер колебаний перед распыливающими отверстиями определяется волновыми явлениями в корпусе форсунки и соответствует изменению давления перед запирающим конусом иглы распылителя.

Таким образом, на колебание давления впрыскивания в основную фазу топливоподдачи оказывают влияние возмущения, возникающие при страгивании клапана с приходом управляющего импульса, и зависят от величины внутреннего объема в корпусе форсунки и распылителя.

Колебание давления перед запирающим клапаном, в управляющей камере и давление во впускном трубопроводе дизеля после окончания впрыскивания негативно сказывается на точности управления процессом топливоподдачи, особенно при многократном выпрыскивании. Колебательный процесс, вызванный первым впрыскиванием, будет оказывать влияние на последующий. Если второе впрыскивание будет происходить на пике образовавшейся волны давления, то фактическое давление будет больше, чем давление в аккумуляторе и наоборот.

На амплитуду и интенсивность затухания этого процесса оказывает влияние объем внутреннего топливного аккумулятора в форсунке. При этом колебания давления в топливном аккумуляторе передаются в линию высокого давления и оказывают влияние на общий колебательный процесс.

ЛИТЕРАТУРА

1. Астахов, И.В. Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов, А.С. Хачиян – Москва: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Дунин, А.Ю. Влияние волновых явлений в электрогидравлической форсунке на процесс топливоподдачи [Текст] – Москва: МАДИ, 2019. – 476 с.

3. Дунин, А.Ю. Результаты испытаний аккумуляторных топливных систем дизелей с давлением впрыскивания до 300 МПа [Текст] / А.Ю. Дунин, П.В. Душкин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. – 2016. – 88 с.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНОГО ТОПЛИВОПОДКАЧИВАЮЩЕГО НАСОСА НА ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ

Тютиков С.А., Тынянов Н.С., Кулманаков С.П.

Основные направления развития современного дизелестроения направлены на улучшение показателей токсичности ОГ (приоритетная задача), повышение топливной эффективности, увеличение литровой мощности (форсирование) снижение шума и вибраций, воздействующих на человека. Одним из средств решения данной задачи может служить совершенствование параметров топливоподачи.

Характеристика впрыскивания топлива ЭГФ непосредственно влияет на процесс горения в дизеле. Для поддержания стабильной характеристики впрыска топлива форсункой необходимо обеспечить бесперебойную подачу топлива в топливный аккумулятор в необходимом объеме. Так же крайне важно поддерживать необходимое давления в аккумуляторе, которое определяет давление впрыскивания топлива форсункой в цилиндр. Большие колебания давления в аккумуляторе будут давать разную цикловую подачу, что отрицательно скажется как на экологических, так и на экономических параметрах дизеля [1].

Одним из возможных мероприятий по снижению пульсации давления в топливном аккумуляторе является снижение колебания давления в контуре низкого давления.

Топливоподкачивающие насосы низкого давления служат для преодоления сопротивления фильтров тонкой и грубой очистки, обеспечения гидростатического напора и обеспечения снабжения топливом ТНВД. Производительность ТПН закладывается с запасом в 1,5-2 раза для подавления газовой фазы и вымывания ее из впускной полости ТНВД, а также для охлаждения всего насоса. Это стабилизирует наполнение и цикловую подачу секций насосных, что напрямую влияет на колебания давления в топливном аккумуляторе, т.к. различная цикловая подача секций из-за попадания газовой фазы топлива значительно ухудшает управление производительности ТНВД с помощью регулятора давления [2].

В рамках разработки мероприятий по снижению колебания давления после ТПН были рассмотрены и смоделированы следующие варианты оптимизации топливоподкачивающего насоса лопастного типа:

- изменение эксцентриситета (смещение ротора относительно статора);
- изменение толщины ротора, статора, лопасти;
- изменение ширины лопасти;
- изменение наружного диаметра ротора;
- изменение внутреннего рабочего диаметра статора;
- изменение количества лопастей ТПН.

Снижение эксцентриситета ведет к снижению размаха колебания давления (рисунок 1). Компенсировать снижение производительности ТПН в таком случае возможно уменьшив наружный диаметр ротора, что в свою очередь тоже снижает величину колебания давления (рисунок 4).

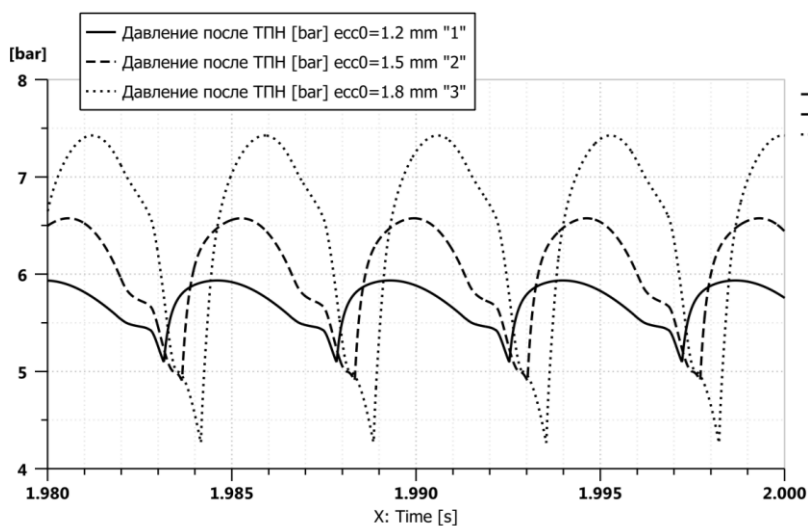


Рисунок 1 – Размах колебания давления после ТПН в зависимости от эксцентриситета

Увеличение толщины лопасти, ротора и статора ведет к увеличению размаха колебания давления после ТПН (рисунок 2).

Увеличение ширины лопасти ведет к незначительному снижению размаха колебания давления после ТПН (рисунок 3). Стоит учитывать,

что увеличение по размеру лопасти снизит производительность насоса топливopодкачивающего.

Увеличение рабочего диаметра статора ведет к незначительному снижению размаха колебания давления после ТПН (рисунок 5) и позволит увеличить производительность насоса.

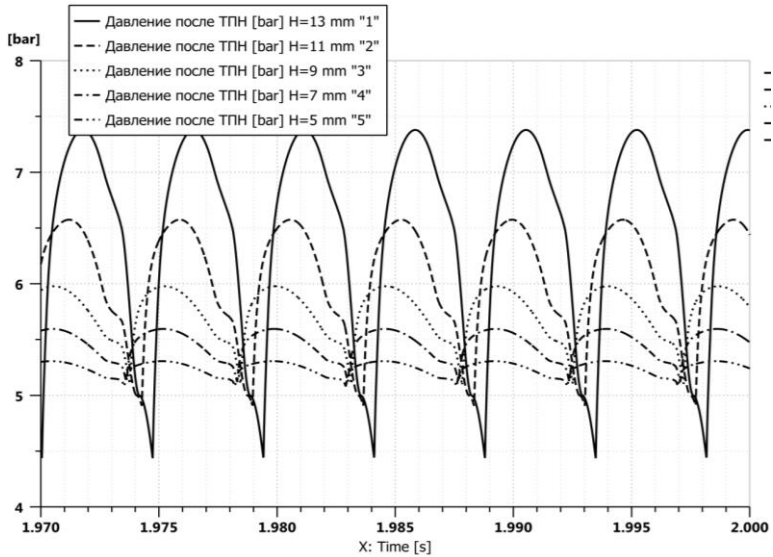


Рисунок 2 – Размах колебания давления после ТПН в зависимости от толщины ротора (статора, лопасти)

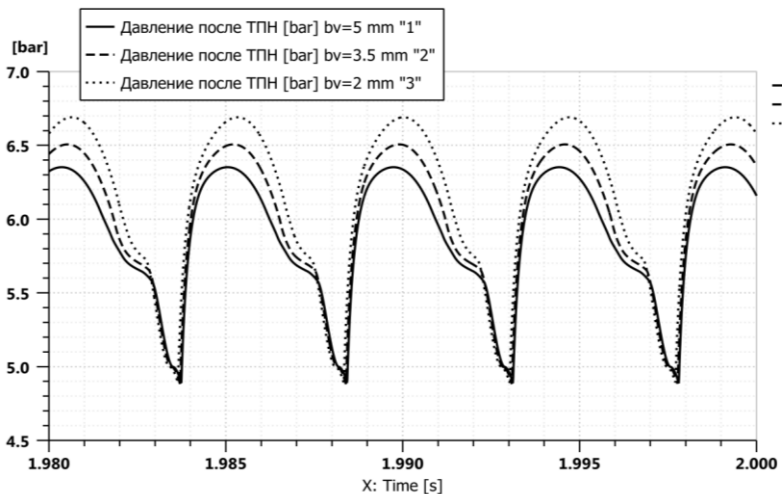


Рисунок 3 – Размах колебания давления после ТПН в зависимости от ширины лопасти

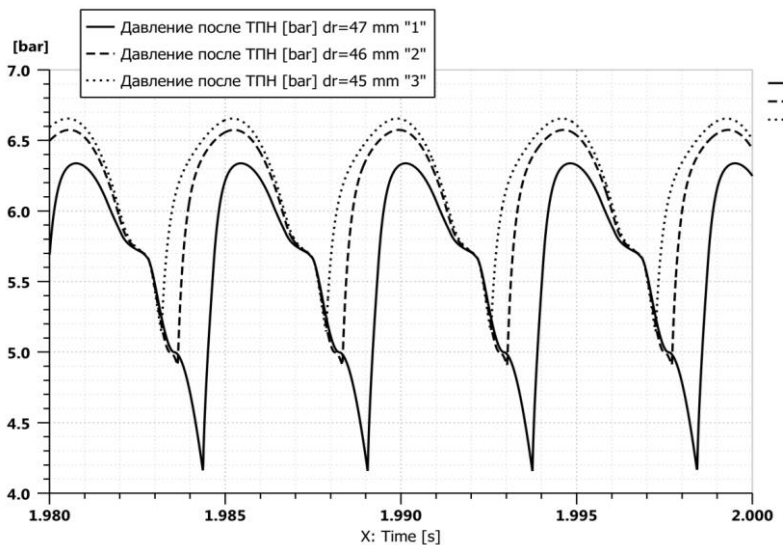


Рисунок 4 – Размах колебания давления после ТПН в зависимости от наружного диаметра ротора

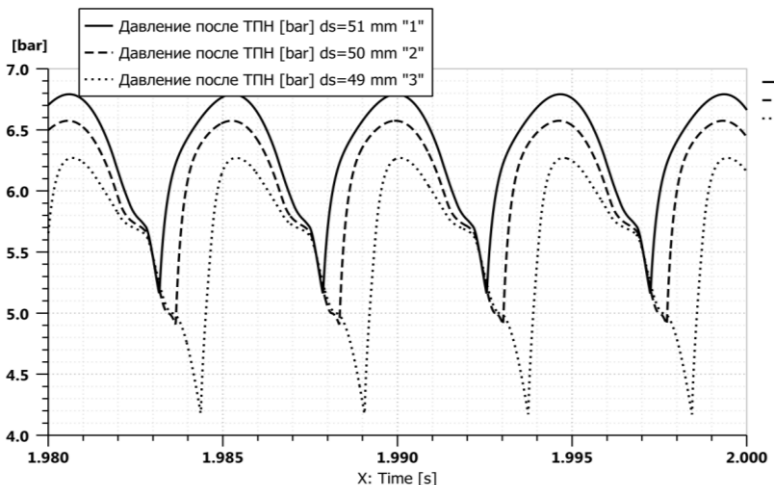


Рисунок 5 – Размах колебания давления после ТПН в зависимости от внутреннего рабочего диаметра статора

Так же были смоделированы аналогичной конструкции ТПН с количеством лопастей 3, 4, 5, 6, 7 шт. Анализ графиков давления показал, что с увеличением количества лопастей размах колебания давления снижается с 2,4, до 0,9 бар (2,4; 1,7; 1,3; 1; 0,9 бар соответственно).

При адаптации или проектировании новой топливной аппаратуры необходимо уделять должное внимание волновым явлениям. Для увеличения быстродействия ЭГФ и точной подачи необходимой порции топлива необходимо обеспечить стабильную подачу топлива в топливный аккумулятор с необходимым давлением и с минимальными волновыми явлениями.

Анализ основных конструктивных элементов лопастного ТПН показал влияние их параметров на пульсации в линии низкого давления и показал пути изменения конфигурации лопастного ТПН для снижения колебания давления в низком контуре топливной системы типа Common Rail.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тютиков, С.А. Анализ влияния конструкций топливоподкачивающих насосов на пульсации давления в топливной системе аккумуляторного типа / С.А. Тютиков, С.П. Кулманаков // Совершенствование быстроходных двигателей. Сборник материалов научно-

технической конференции студентов, аспирантов и профессорско-преподавательского состава кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», посвященная 255-летию запуска первой паровой машины И.И. Ползунова. (04 июня 2021 г.). – 2021. – С. 141-145.

2. Грехов, Л.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливopодpающих систем дизелей [Текст] : учебное пособие / Л. В. Грехов, И. И. Габитов, А. В. Неговора. – Москва : Легион-Автодата, 2013. – С. 13-22.

АНАЛИЗ ГРАДОСТРОИТЕЛЬНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ОГ ДВС

Прокопенко Е.А., Свистула А.Е.

Помимо борьбы с отработавшими газами в самом автомобиле применяют различные мероприятия, направленные на снижение токсичности отработанных газов.

Для уменьшения ширины распространения загрязнения следует предусматривать защитные зеленые насаждения, экраны, защитные валы, прокладку автомобильной дороги в выемке [1, 2].

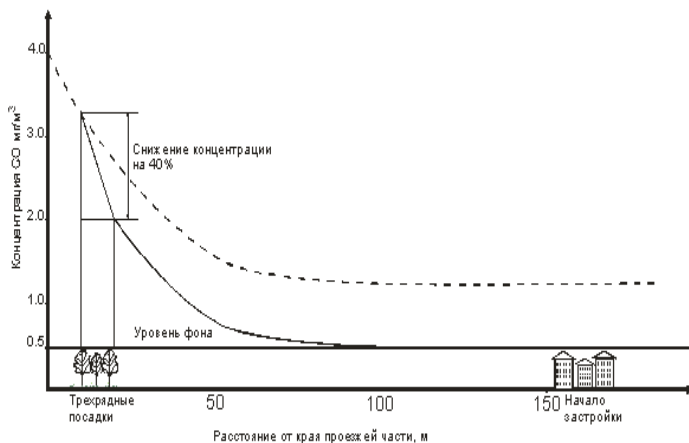


Рисунок 1 – Снижение концентрации CO за счет устройства трещядных посадок деревьев

Выбор защитных мероприятий следует осуществлять на основе сравнения следующих основных вариантов [2, 3]:

- изменение параметров дороги, направленное на повышение средней скорости транспортного потока;
- ограничение движения отдельных типов автомобилей полностью или в отдельные интервалы времени;
- усиление контроля за движением автомобилей с неотрегулированными двигателями по участку, чувствительному к загрязнению воздушной среды, в целях минимизации токсичных выбросов;
- устройство защитных сооружений.

Для защиты атмосферного воздуха от загрязнений выбросами автомобильного транспорта большое значение имеют градостроительные мероприятия, направленные на снижение концентрации выхлопных газов в зоне пребывания человека.

Так, к мероприятиям по снижению концентрации загрязнений на пути их распространения относятся:

- удаление жилых зданий от автомагистралей;
- рациональное расположение домов и спальных комнат в квартирах;
- применение перекрытий, стен и окон с высокой герметичностью;
- развитие транспортной сети объездных дорог;
- строительство улиц, дублирующих магистрали;
- организация пересечений улиц в разных уровнях;
- организация проездов вне жилых территорий;
- применение зеленых насаждений.

Таблица 1 – Снижение концентрации загрязнений различными типами защитных сооружений и зеленых насаждений

Мероприятие
1
1. Один ряд деревьев с кустарником высотой до 1,5 м на полосе газона 3-4 м
2. Два ряда деревьев без кустарника на газоне 8-10 м
3. Два ряда деревьев с кустарником на газоне 10-12 м
4. Три ряда деревьев с двумя рядами кустарника на полосе газона 15-20 м
5. Четыре ряда деревьев с кустарником высотой 1,5 м на полосе газона 25-30 м
6. Сплошные экраны, стены зданий высотой более 5 м от уровня проезжей части

1
7. Земляные насыпи, откосы при проложении дороги в выемке при разности отметок от 2 до 3 м
8. То же, 3-5 м
9. То же, более 5 м

ЛИТЕРАТУРА

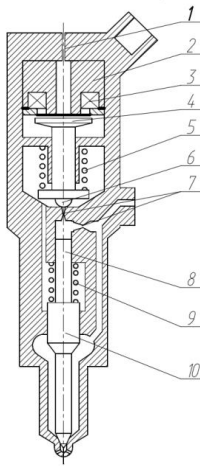
1. Солодов, Г.А. Экология. Нормирование, управление, контроль качества окружающей природной среды: учеб. Пособие / Г. А. Солодов, Г. В. Ушаков; КузГТУ. – Кемерово, 1999. – 137 с.
2. Трофименко, Ю.В. Экология: Транспортное сооружение и окружающая среда. Учеб. пособие / Ю.В. Трофименко, Г.И. Евгеньев. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 400 с.
3. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2009. – 81 с.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ ФОРСУНОК СИСТЕМ COMMON RAIL

Тынянов Н.С., Тютиков С.А., Свистула А.Е.

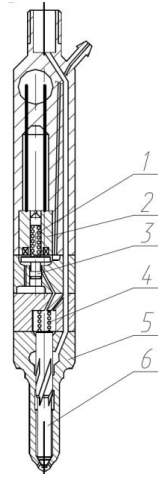
Существующие конструкции электромагнитов электрогидравлических форсунок (ЭГФ) можно разделить на два основных исполнения [1, 2], показанные на рисунке 1.

Для приведенных вариантов электромагнитов задача получения оптимальной формы закона подачи решается обеспечением определенного вида электрического импульса, подаваемого электронным блоком управления. Управление осуществляется изменением времени последовательных сигналов и интервалов между ними. При этом сигнал может представлять пакет высокочастотных импульсов, которые сглаживают и электрическая схема, и, тем более, механическая часть. Лучшим исполнительным средством для осуществления сложных законов управления является быстродействующий следящий привод.



а)

1 – слив топлива; 2 – магнитопровод;
3 – катушка; 4 – якорь; 5 – пружина;
6 – клапан; 7 – дроссель; 8 – штанга-
поршень; 9 – пружина иглы; 10 – игла



б)

1 – пружина; 2 – магнитопровод с
катушкой; 3 – клапан; 4 – пружина
иглы; 5 – распылитель; 6 – игла

Рисунок 1 – а) схема ЭГФ фирм BOSCH, Denso, и др.;
б) ЭГФ фирмы Delphi [1]

Сигнал управления форсункой, как показывает практика конструирования CR, должен иметь определенную форму. Начальный ток форсировки клапана обеспечивается разрядом импульсного конденсатора с токами до 20...30 А, затем поддерживается нормальный ток удержания (рисунок 2). Ускорению закрытия клапана способствует небольшой размагничивающий отрицательный импульс. Без него, например, вместо двухфазного впрыскивания получаем однофазное.

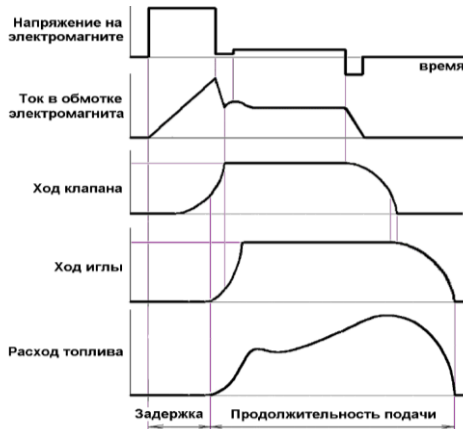


Рисунок 2 – Схематизация управления ЭГФ [2]

Требуется провести анализ существующих типов конструкции электромагнитов, применимых в электрогидроуправляемых форсунках ведущих мировых производителей.

Конструкция электромагнита BOSCH F 00R J02 703

Конструкция электромагнита BOSCHF 00R J02 703, получила самое широкое распространение, применяемого на форсунках поколений CRIN1, CRIN 2 и CRIN3*

* Расшифровка обозначения форсунок производства фирмы R. BOSCH.

CR1 (CRIN) X-YY, где:

- «CR1» – форсунки для двигателей легковых автомобилей и легко-го коммерческого транспорта;
- «CRIN» – форсунки для двигателей грузовых автомобилей, ком-мерческого транспорта, с/х техники и т.д.;
- «X» – поколение форсунки;
- «YY» – максимальное рабочее давление.

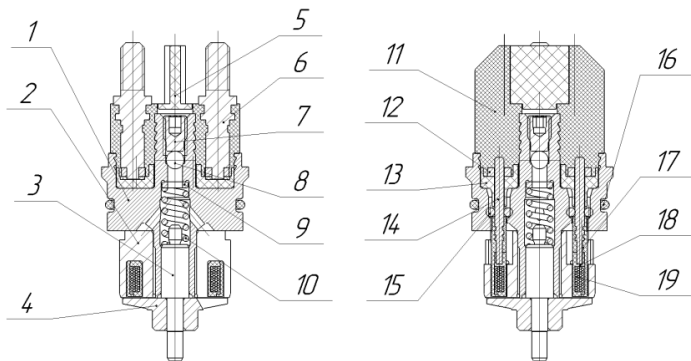
Значения сопротивления также зависят от назначения форсунки:

CRIN 1 – (0,310-0,420) Ом.

CRIN 2, CRIN 3 – (0,215-0,285) Ом.

Устройство и работа электромагнита

Разрез электромагнита, а также детали и сборочные единицы, вхо-дящие в состав электромагнита, представлены на рисунке 3.



1 – основание; 2 – магнитопровод; 3 – толкатель; 4 – якорь; 5 – изолятор; 6 – контакт резьбовой; 7 – винт шарика; 8 – шарик; 9 – прокладка; 10 – пружина толкателя; 11 – заливка электромагнита; 12 – соединитель; 13 – плата; 14 – контакт гладкий; 15 – уплотнительное кольцо; 16 – уплотнительное кольцо;

17 – заливка катушки; 18 – каркас катушки; 19 – провод катушки

Рисунок 3 – Конструкция электромагнита производства BOSCH F 00R J02 703

Преимущества конструкции BOSCH F 00R J02 703:

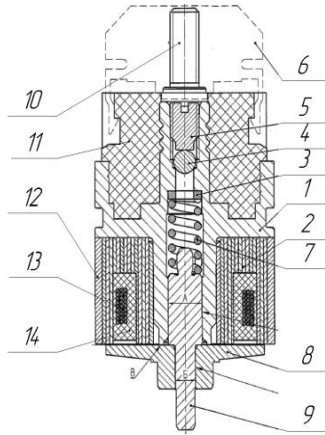
- технологичность конструкции;
- использование подвешенного магнитопровода, не воспринимающего усилия затяжки гайки электромагнита;
- широкое применение данных габаритно-присоединительных размеров на различных модификациях форсунок;
- использование в конструкции мер по охлаждению магнитопровода (прорезь в магнитопроводе, каналы в основании, боковые отверстия для непосредственного охлаждения топливом катушки и пр.)

Недостатки конструкции BOSCH F 00R J02 703:

- возможность применения данной конструкции в системах с гидравлически нагруженным клапаном при давлении до 180 МПа.

Конструкция электромагнита СОАТЭ 7407.1132.100

Разрез электромагнита, а также детали и сборочные единицы, входящие в состав электромагнита, представлены на рисунке 4.



1 – основание; 2 – магнитопровод; 3 – прокладка регулировочная; 4 – шарик;
 5 – винт электромагнита; 6 – изолятор; 7 – пружина электромагнита;
 8 – якорь; 9 – толкатель; 10 – контакт резьбовой; 11 – заливка электромагнита;
 12 – обечайка; 13 – провод катушки; 14 – катушка
 Рисунок 4 – Конструкция электромагнита 7407.1132.100

Преимущества конструкции 7407.1132.100:

- применение магнитопровода, набранного из тонких пластин, снижает возникновение вихревых токов, обеспечивая малый нагрев в процессе работы электромагнита;
- электромагнит обладает хорошим тяговым усилием, позволяющим работать на давлениях в системе 180 МПа.

Недостатки конструкции 7407.1132.100:

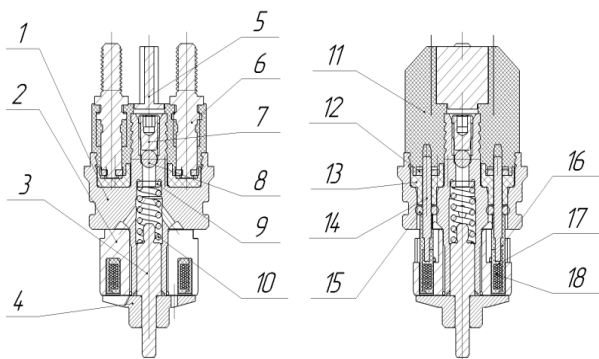
- габаритно-присоединительные размеры для установки в корпус форсунки отличны от размеров других производителей торцевых электромагнитов, требуется изготовление корпусов форсунок, подходящих только под данный тип электромагнита;
- магнитопровод воспринимает нагрузку от затяжки гайки электромагнита, что в свою очередь вызывает его деформацию и как следствие, возможное изменение электрических параметров электромагнита.

Конструкция электромагнита BOSCH F 00RC00 001

В форсунках BOSCH 0 445 120 027 устанавливается электромагнит BOSCHF 00RC00 001.

Анализ конструкции электромагнита BOSCHF 00RC00 001 производится в сравнении с электромагнитом BOSCH F 00R J02 703.

Разрез электромагнита, а также детали и сборочные единицы, входящие в состав электромагнита, представлены на рисунке 5.



1 – основание; 2 – магнитопровод; 3 – толкатель; 4 – якорь; 5 – изолятор; 6 – контакт резьбовой; 7 – винт шарика; 8 – шарик; 9 – прокладка; 10 – пружина толкателя; 11 – заливка электромагнита; 12 – соединитель; 13 – плата; 14 – контакт гладкий; 15 – уплотнительное кольцо; 16 – уплотнительное кольцо 20,6x1,5; 17 – заливка катушки; 18 – каркас катушки; 19 – провод катушки

Рисунок 5 – Электромагнит F 00RC00 001

По габаритным и присоединительным размерам электромагнит F 00RC00 001 совпадает с электромагнитом F 00R J02 703;

Выводы по результатам анализа конструкции

Преимущества электромагнита F 00R C00 001:

- широкое применение данных габаритно-присоединительных размеров на различных модификациях форсунок;
- технологичность конструкции;
- наличие запаса по максимальному рабочему давлению до 250 МПа в связи с увеличенным тяговым усилием;
- применение дополнительных мер по охлаждению магнитопровода (отверстия в якоре).

Недостатки электромагнита F 00R C00 001:

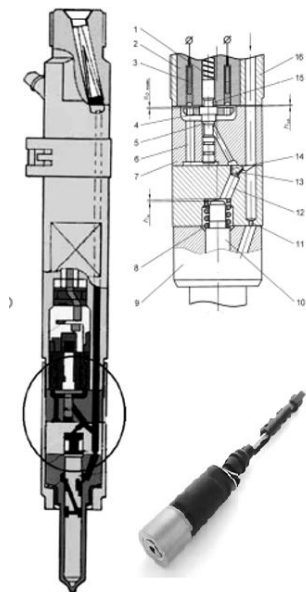
- увеличенное время тока форсировки, в сравнении с электромагнитом F 00R J02 703, что приводит к увеличению нагрева электромагнита во время работы форсунки.

Конструкция электромагнита ЭГФ «DELPHI»

Delphi 1X (рисунок 6) существенно отличается от форсунок фирм Bosch по конструкции.

Максимальное рабочее давление ЭГФ до 160 МПа для DFI 1.2, до 180 МПа для DFI 1.4 и до 2000 для DFI 1.5.

Управляющий клапан в закрытом состоянии разгружен от сил давления топлива. Мультипликация силы закрытия иглы осуществляется с помощью, установленного на входе в карман распылителя дросселя [2].



1 – пружина клапана; 2 – сердечник электромагнита; 3 – обмотка электромагнита; 4 – якорь электромагнита; 5 – клапан управляющий; 6 – дренажная полость; 7 – седло клапана; 8 – пружина иглы распылителя; 9 – корпус распылителя; 10 – игла распылителя; 11 – жиклер распылителя; 12 – камера управления; 13 – жиклер камеры управления; 14 – управляющий жиклер; 15 – толкатель управляющего клапана; 16 – корпус форсунки

Рисунок 7 – Электромагнит Delphi [2]

Форсунка фирмы Delphi также использует дроссельное управление, но ее управляющий клапан, оставаясь однозатворным, не испытывает со стороны топлива высокого давления значительных усилий благодаря разгружающей плунжерной части (в нижней части). Благодаря гидравлической разгруженности, ЭГФ имеет компактный электромагнитный привод и при этом большие сечения управляющего клапана, что обеспечивает повышение быстродействия. Таким образом, даже для быстроходного дизеля удалось обойтись без мультипликатора за-

пирации иглы. ЭГФ отличается простотой и имеет более пригодную конструкцию в эксплуатации [2].

Достоинства электромагнита ЭГФ «DELPHI»:

- малые массы движущихся деталей, что положительно сказывается на быстродействии форсунки.

Недостатки:

- возможность применения в форсунках только гидравлически разгруженных клапанов, так как данная конструкция электромагнита имеет малое тяговое усилие.

Выводы

В результате проведенного анализа были исследованы перспективные конструкции электромагнитов. Проведено исследование основных деталей и узлов электромагнитов.

После анализа [1, 4, 5] было определено, что в процессе увеличения рабочего давления системы впрыска требуются дополнительные мероприятия по охлаждению магнитопровода такие как:

- применение магнитопроводов, набранных из пластин;
- использование проточек в магнитопроводах для снижения влияния вихревых токов;
- использование дополнительных каналов и отверстий для циркуляции топлива, способствующей охлаждению магнитопровода во время работы форсунки;
- уменьшение времени тока форсировки путем применения «притягиваемых» деталей электромагнита меньшей массы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов // Легион-Автодата – 2004. – 344 с.
2. Грехов Л.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливо подающих систем дизелей / Л.В. Грехов // Легион-Автодата, 2013. – 292 с.
3. Jianhui Zhao Investigation on Electromagnetic Models of High-Speed Solenoid Valve for Common Rail Injector / Jianhui Zhao // Research Article – 2017 – 3.
4. Мысник, М.И. Исследование характеристик струи рапсового масла, распыленного форсункой Common Rail / М.И. Мысник, А.Е. Свистула // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – 2016. – Т. 3. – № 1 (4). – С. 21-25.

5. Мысник, М.И. Анализ работы дизеля на рапсовом масле с использованием топливной аппаратуры Common Rail / А.Е. Свистула, М.И. Мысник // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2012. – № 12 (99). – С. 14-18.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ БЕНЗ(А)ПИРЕНА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Макаров К.Р., Свистула А.Е.

Цель данной работы – всесторонне охарактеризовать методы и приборы для анализа бенз(а)пиренов в ОГ ДВС.

В тех объектах, где обнаруживается бенз(а)пирен, как правило, присутствуют и другие ПАУ, среди которых он является одним из сильнейших канцерогенов, образующихся в результате пиролитических реакций. Основным условием образования ПАУ является высокая температура – 800-1000 °С, поэтому основными источниками выбросов ПАУ являются дымовые трубы технологических печей и установки производства битума.

Бенз(а)пирен – вещество 1 класса опасности, обладающее канцерогенными свойствами – попадает в воздушную среду вместе с другими полициклическими ароматическими соединениями, в основном, из антропогенных источников. Он образуется при сжигании угля и нефтепродуктов, при производстве кокса и алюминия, присутствует в выхлопах автомобилей. Бенз(а)пирен находится в воздухе, преимущественно, в виде аэрозолей, на поверхности частиц сажи.

Методы определения [1, 2]:

1. Жидкостный хроматограф «ЛЮМАХРОМ»:

- пропускание определенного объема загрязненного воздуха через аэрозольный фильтр;
- извлечение бенз(а)пирена с фильтра гексаном;
- концентрирование и, при необходимости, дополнительная очистка экстракта;
- измерение концентрации бенз(а)пирена в концентрате пробы методом ВЭЖХ с использованием жидкостного хроматографа «ЛЮМАХРОМ®» с флуориметрическим детектором (рисунок 1).

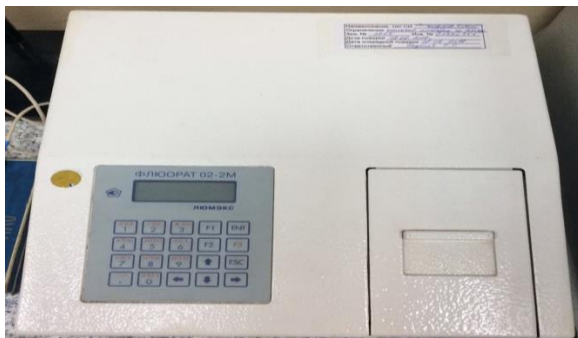


Рисунок 1 – Жидкостный хроматограф «ЛЮМАХРОМ»

Ориентировочное время пробоподготовки – 1 час.

Время хроматографического анализа – 20 мин.

2. «ФЛЮОРАТ®-02» ТУ4321-001-20506233 (рисунок 2) – предназначены для измерений массовой концентрации неорганических и органических соединений в воде, а также воздухе, почвах, технических материалах, пищевых продуктах и других объектах после перевода анализируемых веществ в раствор. Обеспечивает интервал длин волн возбуждения 270-360 нм и регистрации 390-450 нм. Хроматографическая колонка должна быть заполнена обращенно-фазным сорбентом и в условиях выполнения анализа должна иметь эффективность не менее 5000 теоретических тарелок по пику бенз(а)пирена. Минимально определяемая концентрация бенз(а)пирена в растворе (при соотношении сигнал/шум, равном трем), должна быть не более 0,002 мкг/см².



Рисунок 2 – «ФЛЮОРАТ-02»

Отработавшие газы – это сложная по составу многокомпонентная смесь газов, паров, капель жидкостей и дисперсных твердых частиц. Очевидно, что отработавшие газы двигателей оказывают негативное воздействие на окружающую среду, поэтому их необходимо контролировать [3, 4].

ЛИТЕРАТУРА

1. МУК 4.1.1273-03 Методы контроля. Химические факторы Измерение массовой концентрации бенз(а)пирена в атмосферном воздухе и в воздухе рабочей зоны методом высокоэффективной жидкостной хроматографии с флуориметрическим детектированием. – Дата введения 2003-09-01.

2. Определение содержания бенз[а]пирена в атмосферном воздухе и воздухе рабочей зоны. Методика М 02-14-2007 (Издание 2016 г.) (ФР.1.31.2017.25847).

3. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула, Барнаул, 2009.

4. Павлова, Е.И. Экология транспорта : учебник и практикум / Е.И. Павлова, В.К. Новиков. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Издательство Юрайт, 2014. – 479 с.

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ (10V144⁰)

Гранкин И.В., Сеницын В.А.

Причиной вредных колебаний на автомобиле является двигатель внутреннего сгорания, так как вибрационное воздействие лежит в зоне частот (5...100) Гц, достаточно опасных для человека. Вследствие этого при проектировании двигателя важно уделить внимание его уравновешенности.

Особое значение в двигателестроении имеет динамическая самоуравновешенность. Основные условия полной внешней динамической самоуравновешенности двигателя можно записать в следующем виде:

1. $\Sigma P_R = 0$ (суммарный вектор центробежных сил инерции);
2. $\Sigma P_I = 0$ (суммарный вектор сил инерции первого порядка);
3. $\Sigma P_{II} = 0$ (суммарный вектор сил инерции второго порядка);
4. $\Sigma M_R = 0$ (суммарный вектор момента центробежных сил);
5. $\Sigma M_I = 0$ (суммарный вектор момента сил инерции первого порядка);
6. $\Sigma M_{II} = 0$ (суммарный вектор момента сил инерции второго порядка).

Уравновешивание двигателя по каждому из шести признаков осуществляется искусственными способами с помощью различных уравновешивающих механизмов.

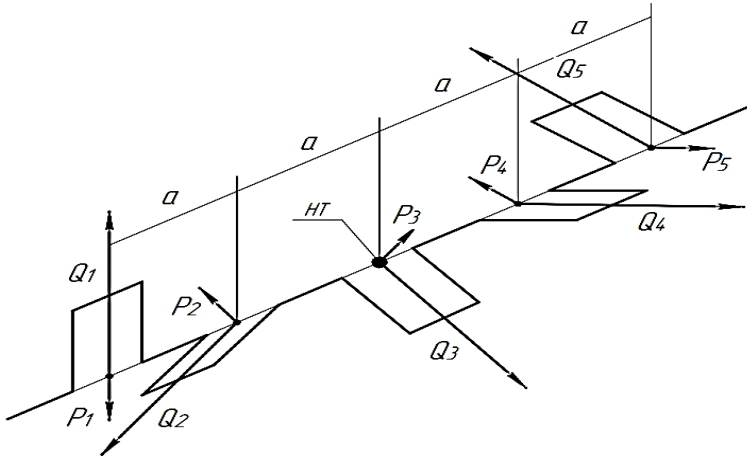


Рисунок 1 – Схема коленчатого вала 10V144⁰ ($\gamma_{кр}=72^0$)

При векторном анализе уравновешивания V-образного двигателя, реально действующие в отсеке 2V γ силы инерции ПДМ первого порядка заменены двумя радиус-векторами F и P, вращающимися в плоскости осей цилиндров отсека с постоянной угловой скоростью ω .

Радиус-вектор $F = C_1$ имеет постоянную величину, направлен всегда по кривошипу и вращается в том же направлении с постоянной угловой скоростью ω . Так как свойства вектора F и вектора центробежных сил инерции P_R одинаковы, то их можно сложить и рассматривать вектор суммарной силы $Q = F + P_R$.

Радиус-вектор $P = C_1 \cdot \cos\gamma$ имеет постоянную величину только при фиксированном значении угла γ .

Динамически эквивалентная модель второго порядка двигателя 10V144⁰ состоит из моделей 5 плоских отсеков 2V144⁰ и представляет собой две жесткие системы векторов K и Z, вращающиеся в противоположных направлениях с удвоенной угловой скоростью (система K вращается по направлению вращения коленчатого вала)

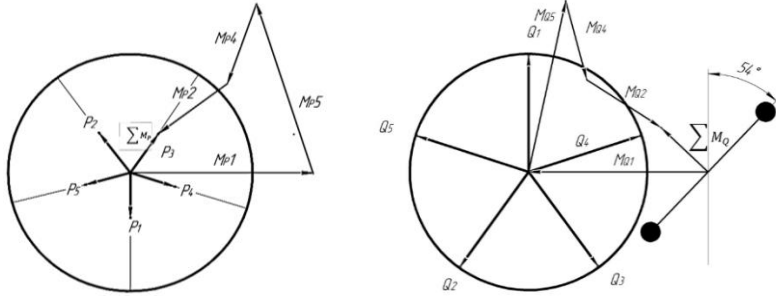


Рисунок 2 – Векторный анализ уравновешивания моментов от векторов Q и P

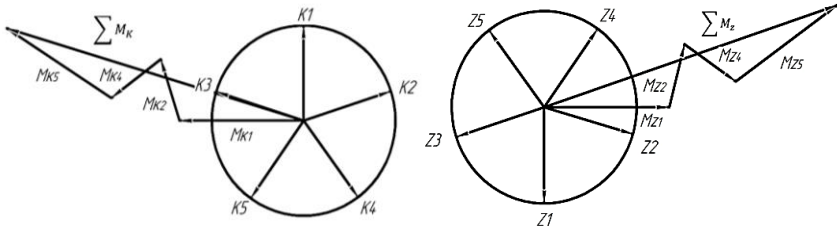


Рисунок 3 – Векторный анализ уравновешивания моментов от векторов K и Z

Векторный анализ показывает, что двигатель 10V144⁰ уравновешен по центробежным силам инерции, силам инерции 1-го (силам Q и P) и 2-го (силам K и Z) порядка, но не уравновешен по всем моментам от этих сил.

По критериям виброактивности А.М. Каца определено, что требуется уравновесить момент от центробежных сил и сил инерции 1-го порядка. Эти значения должны удовлетворять условиям: $\xi < 0,001$ и $\eta < 0,001$, тогда уравновешенность двигателя можно считать удовлетворительной, а двигатель – пригодным для установки на транспортное средство.

$$\xi = \frac{1}{m_{ДБ} D \omega^2} \left[\sum P_{ji} + 0,25 \sum P_{ji} + \frac{6L_{ДБ}}{L_{ДБ}^2 + H_{ДБ}^2} (\sum M_{ji} + 0,25 \sum M_{ji}) \right] \quad (1)$$

$$\eta = \frac{1}{m_{ДБ} D \omega^2} \left[\sum P_R + \frac{6LM_R}{L^2 + H^2} \right] \quad (2)$$

Результирующий момент центробежных сил инерции M_R может быть полностью уравновешен установкой противовесов на 1 и 10 шке коленчатого вала.

Уравновешивание момента M_F достигается с помощью выносного противовеса и дисбаланса в маховике, установленного на коленчатом валу в плоскости действия момента, т.е. при начальном положении коленвала, противовесы повернуты по направлению вращения на угол 54° .

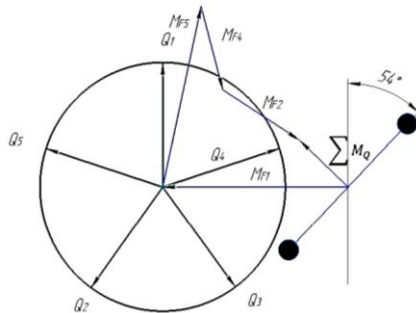


Рисунок 4 – Схема уравновешивания продольного момента M_F

Уравновешивание момента M_r достигается при помощи установки дополнительного вала, вращающегося в противоположном направлении от коленвала с идентичной скоростью, а также установкой противовесов при начальном положении коленвала под углом 234° к первому кривошипу.

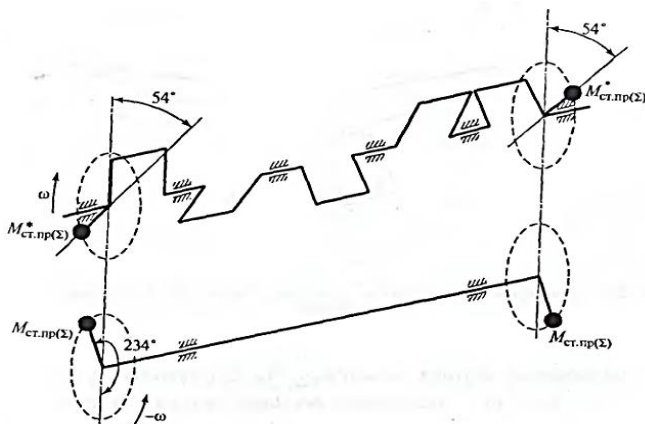


Рисунок 5 – Схема уравновешивания продольного момента M_r

Уравновешивание момента M_K и M_Z от сил инерции 2-го порядка осуществляется системой двух валов, вращающихся навстречу друг другу с угловой скоростью $\pm 2\omega$ и установленной на них системой противовесов. Данная конструкция не применяется ввиду конструктивных сложностей, а также малого влияния на вибрации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоц, А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц. – Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2007. – 124с.
2. Румянцев, В.В. Динамика двигателей. Уравновешивание двигателей внутреннего сгорания / В.В. Румянцев, В.А. Сеницын / учеб. пособие для вузов. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 213 с.
3. Сеницын, В.А. Динамическая уравновешенность двигателей внутреннего сгорания / В.А. Сеницын / учеб. пособие для вузов. – Барнаул: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2009. – 108 с.
4. Дурыманов, Б.А. Способы естественного уравновешивания двигателей / Б.А. Дурыманов, З.А. Большакова // Двигателестроение. – 1987. – № 7. С. 14-16.
5. Крюков, В.В. Способы уравновешивания поршневых двигателей / В.В. Крюков // Двигателестроение. – 1983. – № 3. – С. 45-46.

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ РЯДНОГО 4-ЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Прядко К.Н., Сеницын В.А.

Во время работы поршневого двигателя внутреннего сгорания подвижные детали, перемещаясь, порождают возникновение сил и моментов сил инерции, изменяющихся в течение рабочего цикла и по модулю, и по направлению. Это вызывает неравномерность работы двигателя, выражающуюся в его вибрации, передающейся на опоры и далее на автомобиль в целом.

Действия, направленные на устранение причин вибраций, т.е. неуравновешенности двигателя во время его работы, называются уравновешиванием двигателей.

Уравновешивание двигателя сводится к формированию такой системы, в которой равнодействующие силы и их моменты постоянны по величине или равны нулю. Двигатель считается целиком уравнове-

шенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, воздействующие на его опоры, постоянны по величине и направлению.

У всех поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) возникает реактивный момент, противоположный крутящему моменту, который называется опрокидывающим. Опрокидывающий момент передается на подmotorную раму, и, поскольку его величина изменяется во времени, вызывает вибрацию автомобиля. Значение опрокидывающего момента является функцией угла поворота коленчатого вала, также, как и значение крутящего момента, т.е. эти величины являются переменными.

По этой причине абсолютной уравновешенности поршневого ДВС достигнуть невозможно. Впрочем, в зависимости от того, в какой степени устраняются причины, вызывающие неуравновешенность двигателя, различают двигатели полностью уравновешенные, частично уравновешенные, и неуравновешенные.

Особое внимание в двигателестроении имеет динамическая самоуравновешенность. Вследствие изменения крутящего момента, основные условия полной внешней динамической уравновешенности можно записать в следующем виде:

$$\sum P_R = 0, \quad \sum M_R = 0 \quad (1)$$

$$\sum P_I = 0, \quad \sum M_I = 0 \quad (2)$$

$$\sum P_{II} = 0, \quad \sum M_{II} = 0 \quad (3)$$

где $\sum P_R$ – суммарный вектор центробежных сил инерции;
 $\sum P_I$ – суммарный вектор сил инерции первого порядка;
 $\sum P_{II}$ – суммарный вектор сил инерции второго порядка;
 $\sum M_R$ – суммарный вектор момента центробежных сил;
 $\sum M_I$ – суммарный вектор момента сил инерции первого порядка;
 $\sum M_{II}$ – суммарный вектор момента сил инерции второго порядка.

Если все или некоторые из признаков выполняются без введения дополнительных мер по уравновешиванию, то говорят, что двигатель полностью или частично самоуравновешен. Уравновешивание двигателя по каждому из шести признаков осуществляется искусственными способами с помощью различных уравновешивающих механизмов. Для построения одних уравновешивающих механизмов можно использовать коленчатый вал или кулачковый вал механизма газораспределения, не усложняя существенно конструкцию двигателя; для построения других требуется введение дополнительных устройств, усложняя

ющих конструкцию двигателя. А так как уравнивание осуществляется не только с учетом технической, но и экономической целесообразности, то не все поршневые двигатели уравниваются полностью.

Рядный 4-цилиндровый 4-тактный двигатель типа R4 является одной из самых старых и простых схем расположения цилиндров. В этом случае все цилиндры располагаются в один ряд. До тех пор, пока число цилиндров и их рабочий объем ограничены, такой двигатель может быть сравнительно компактным.

Для обеспечения равномерного чередования вспышек и лучшей уравнированности, в четырехтактных четырехцилиндровых двигателях применяются плоские (угол между кривошипами 180°) зеркально симметричные коленчатые валы (рисунок 1).

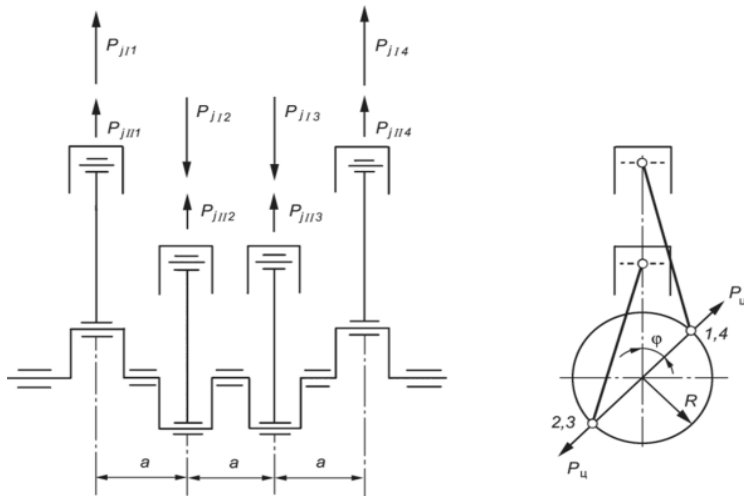


Рисунок 1 – Анализ уравниженности 4-тактного 4-цилиндрового рядного ДВС с плоским валом

Анализируя схему коленчатого вала, делаем следующие выводы:

1. Сумма радиус-векторов центробежных сил инерции вращающихся масс равна 0, т.е. $\sum P_R = 0$.
2. Результирующий продольный момент центробежных сил инерции вращающихся неуравновешенных масс также равен 0, т.е. $\sum M_R = 0$.
3. Сумма реально действующих в двигателе сил первого порядка равна 0, т.е. $\sum P_I = 0$.

4. Продольный момент сил инерции первого порядка равен 0, т. е. $\sum M_I = 0$.

5. Сумма реально действующих в двигателе сил второго порядка не равна 0, т.е. $\sum P_{II} = 4\lambda \cdot m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha$.

6. Продольный момент сил второго порядка равен 0, т.е. $\sum M_{II} = 0$.

Двигатель самоуравновешен по 5 из 6 параметров анализа уравновешенности, силы второго порядка не равны нулю ($P_{II} \neq 0$).

Полное уравновешивание сил второго порядка P_{II} достигается установкой 2-вального механизма Ланчестера с грузами вращающиеся со скоростью 2ω в противоположные стороны (рисунок 2).

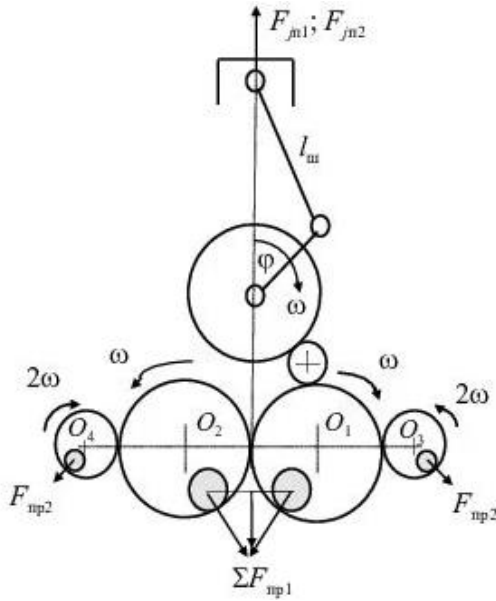


Рисунок 2 – Иллюстрация применения 2-ух вального механизма Ланчестера

Данный механизм состоит из двух вращающихся в противоположные стороны балансировочных валов, оси которых параллельны оси коленчатого вала и отстоят друг от друга по горизонтали на определенном расстоянии, которое определяется конструкцией и габаритными размерами блока цилиндров. Частота их вращения равна частоте вращения коленчатого вала, умноженной на порядок гармоники силы инерции, которую необходимо уравновесить (в данном случае рассмотрен механизм Ланчестера, который уравновешивает силу инерции

второго порядка, то есть валы вращаются с частотой в два раза большей).

ЛИТЕРАТУРА

1. Румянцев, В.В. Динамика двигателей. Уравновешивание двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.В. Румянцев, В.А. Сеницын / учеб. пособие для вузов. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 213 с.
2. Дурыманов, Б.А. Способы естественного уравновешивания двигателей [Текст] / Б.А. Дурыманов, З.А. Большакова // Двигателестроение. – 1987. - № 7. С. 14-16.
3. Сеницын, В.А. Динамическая уравновешенность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Сеницын / учеб. пособие для вузов. – Барнаул: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2009. – 108 с.
4. Крюков, В.В. Способы уравновешивания поршневых двигателей [Текст] / В.В. Крюков // Двигателестроение. – 1983. – № 3. – С. 45-46.
5. Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.К. Чистяков. – Москва: Машиностроение, 1989. – 255 с.
6. Гоц, А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.Н. Гоц / Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2007. – 124 с.

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Головков Е.А., Байбасаров Р.Р., Свистула А.Е.

Газотурбинный двигатель – тепловая машина, предназначенная для преобразования энергии сгорания топлива в кинетическую энергию реактивной струи и (или) в механическую работу на валу двигателя, основными элементами которой являются компрессор, камера сгорания и газовая турбина.

Газотурбинные двигатели (ГТД) обладают целым рядом преимуществ перед обычными ДВС: малыми габаритами (если принять при равной мощности габаритный объем карбюраторного ДВС за 100%, то у дизеля этот показатель будет составлять 144%, а у ГТД – лишь 28%); малой массой (около 0,5 кг на одну лошадиную силу, что в 2 раза меньше, чем у лучших образцов карбюраторных ДВС); высокой плавностью хода (нет частей, совершающих возвратно-поступательное

движение, как у обычных ДВС); простотой конструкции (общее число деталей ГТД составляет около 200, а карбюраторного двигателя — около 900); надежностью пуска при низких температурах; меньшей токсичностью отработавших газов; более благоприятной тяговой характеристикой (практически не требуется коробка передач) и т.д. [1].

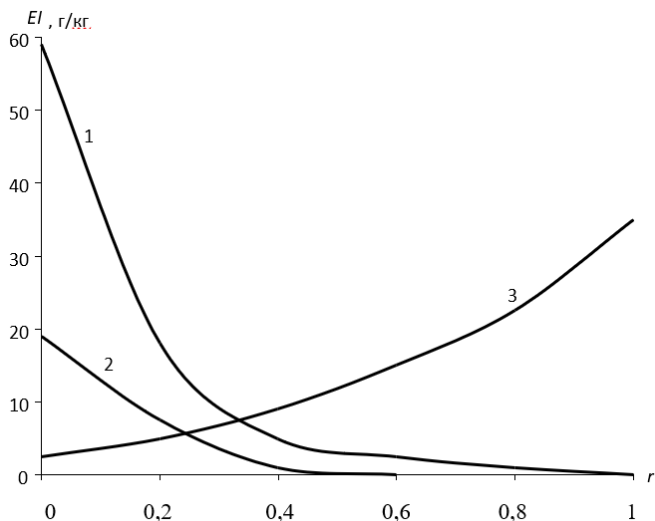
В выхлопных газах турбовинтовых и турбореактивных двигателей имеются относительно нейтральные компоненты: углекислый газ, пары воды, азот и некоторые другие естественные составляющие атмосферного воздуха. В то же время при сгорании керосина в газотурбинных двигателях в атмосферу поступают в сравнительно больших количествах и разнообразные вредные вещества. К ним относятся окись углерода CO (угарный газ), различные углеводороды C_nH_m (метан CH_4 , этилен C_2H_2 , этан C_2H_6 , толуол $C_6H_5CH_3$ и др.), а также окислы азота (в основном NO_2 и NO) и окислы серы (SO_2 , SO_3) (таблица 1) [1].

Таблица 1 – Индексы эмиссии (г/кг) различных веществ при крейсерском полете дозвуковых и сверхзвуковых воздушных судов ГТД (ВС)

ВС	Дозвуковые	Сверхзвуковые
H_2O	1300	1300
CO_2	3100	3200
CO	4 – 8	0,4 – 4
SO_2	1 – 5	1 – 2
C_nH_m	0,1 – 0,2	0,1 – 0,2
Сажа	0,1	0,1
NO_x	15	15 – 18

При работе газотурбинных двигателей в атмосферу поступают также токсичные альдегиды (формальдегид $HCHO$, акролеин $CH_2=CH-CHO$, уксусный альдегид CH_3CHO и др.) и ряд других вредных веществ, образующихся в незначительных количествах из имеющихся в керосине примесей. В выхлопных газах воздушных судов содержатся и твердые частицы, например, частицы сажи (C), создающие дымный шлейф за соплом двигателя.

Наибольший интерес с экологической точки зрения представляет эмиссия авиационными двигателями окиси углерода CO, углеводородов C_nH_m , сажи, окислов азота NO_x и сернистого газа SO_2 [1] (рисунок 1).



1 – окись углерода CO; 2 – углеводороды C_nH_m ; 3 – окислы азота NO_x ;
r – относительная тяга

Рисунок 1 – Зависимость индексов эмиссии (EI) окиси углерода CO, углеводородов C_nH_m и окислов азота NO_x от относительной тяги газотурбинного двигателя

Шум двигателей самолетов оказывает вредное воздействие на проживающее вблизи аэропортов население, пассажиров и обслуживающий персонал, создает помехи при приеме и передаче информации, вызывает аномалии в работе приборов и электронной аппаратуры [2]. Поэтому шум пассажирских самолетов и вертолетов на местности ограничен национальными стандартами и стандартами Международной организации гражданской авиации ИКАО, а шум в салоне – национальными стандартами. Анализ этих стандартов показывает, что требования по шуму непрерывно ужесточаются, уровень шума у новых самолетов имеет тенденцию к снижению (рисунок 2).

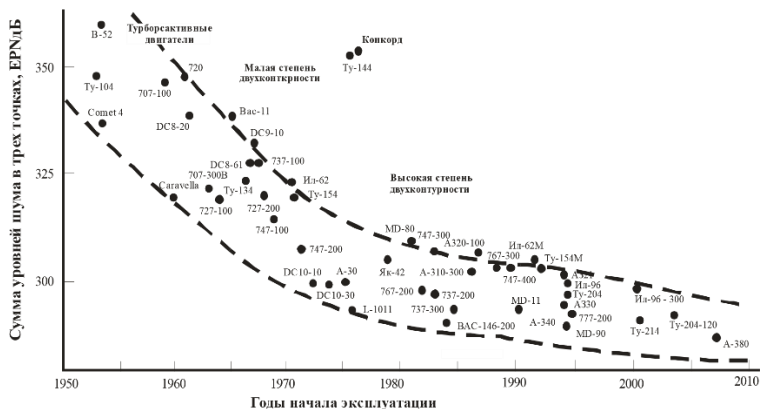


Рисунок 2 – Уровень шума мирового парка самолетов

Из всего выше сказанного следует, что ГТД отлично подходят для установки на воздушные суда и мало подходят для установки на наземный транспорт в силу высокой шумности, больших габаритов при той же мощности и низким КПД по сравнению с поршневыми ДВС [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Иноземцев, А.А. Газотурбинные двигатели / А.А. Иноземцев, В.Л. Сандрацкий. – Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. – 210 с.
2. Богданов, С.А. Разработка эффективных звукопоглощающих конструкций для снижения шума газотурбинных двигателей и энергоустановок: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / С.А. Богданов. – Самара: СГАУ, 2007. – 34 с.
3. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул, 2009. – 81 с.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ НАДУВ. РАСЧЕТ ДЛИНЫ ИНДИВИДУАЛЬНОГО НАСТРОЕННОГО ВПУСКНОГО ТРУБОПРОВОДА

Саночкин А.С., Свистула А.Е., Брякотин М.Э.

В данной статье дана краткая характеристика газодинамического наддува, и приведен приблизительный расчет длины индивидуального настроенного трубопровода двигателя 6ЧН13/14.

Газодинамический наддув – это способ повышения наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом или снижения удельного расхода топлива посредством волновых явлений, возникающих во впускном коллекторе. Газодинамический наддув позволяет оптимизировать расход воздуха на отдельных режимах скоростной характеристики [1-3].

Волновые явления во впускном коллекторе возникают в результате периодичности расхода воздуха цилиндрами, определенной порядком их работы, а также вследствие переменности объемного расхода в сечениях впускных клапанов в момент такта впуска.

Для получения эффекта газодинамического наддува необходимо подобрать определенную длину и диаметр трубопроводов впускного коллектора. Такие трубопроводы принято называть настроенными трубопроводами.

Существуют две конструктивные схемы газодинамического наддува [1].

Первая схема – с объединенными трубопроводами. Такая схема состоит из трубопроводов, объединяющих несколько цилиндров двигателя воедино (например, в случае рядного шестицилиндрового двигателя используется две группы объединяющих трубопроводов). Далее каждый объединяющий трубопровод соединяется со своим настроенным трубопроводом, который, в свою очередь, соединяется с емкостью (ресивером).

Система газодинамического наддува с объединенными трубопроводами предпочтительна при равномерном чередовании тактов впуска в цилиндрах двигателя, при котором такты впуска в каждой группе объединенных цилиндров не следуют друг за другом, что позволяет исключить наложение волн разрежения в отдельно взятом настроенном трубопроводе.

Вторая схема – схема с индивидуальными трубопроводами. В данной схеме к каждому цилиндру подходит индивидуальный настроенный трубопровод, который соединяется с общей емкостью.

Для успешного применения газодинамического наддува необходимо первоначально выполнить приблизительный расчет длины настроенного трубопровода. После получения значения длины трубопровода желательно провести моделирование в программной среде, позволяющей учитывать колебания давления во впускном коллекторе. Далее следует провести испытания для получения реальных показателей двигателя изначально с применением серийной впускной системы, а затем с применением настроенной впускной системы.

Остановимся подробнее на расчете приблизительной длины настроенного трубопровода.

Ю.А. Гришиным предложена формула для приблизительного расчета длины индивидуального настроенного трубопровода для повышения коэффициента наполнения:

$$L_{\eta v \max} = \frac{a}{2n \sqrt{\left(\frac{720(z + 0,25)}{540 - 0,5\Delta\varphi_3}\right)^2 + \left(0,22 \left(\frac{D}{d}\right)^2\right)^2}} \quad (1)$$

где a – скорость звука;

n – частота вращения к/в двигателя;

z – максимум волны, на который производится настройка ($z = 2$; $z = 3$ для настройки на максимальное наполнение);

$\Delta\varphi_3$ – продолжительность открытия впускного клапана за цикл (в ° п.к.в.);

D – диаметр цилиндра;

d – диаметр впускного трубопровода.

Также Ю.А. Гришиным [4] была предложена формула для приблизительного расчета длины индивидуального настроенного трубопровода для настройки на снижение удельного расхода топлива:

$$L_{g_{e \min}} = \frac{a}{2n \sqrt{\left(\frac{720 \cdot 2,75}{540 - 0,5\Delta\varphi_3}\right)^2 + \left(0,22 \left(\frac{D}{d}\right)^2\right)^2}} \quad (2)$$

Произведен расчет настроенных трубопроводов дизеля 6ЧН13/14.

Исходные данные:

$n = 25 \text{ с}^{-1}$;

$D = 0,13 \text{ м}$;

$d = 0,056 \text{ м}$;

$\Delta\varphi_3 = 250^\circ \text{ п.к.в.}$;

$z = 2$.

Настройка трубопровода на частоту вращения двигателя, равную 25 с^{-1} (1500 мин^{-1}) обусловлена тем, что данный двигатель в определенном конструктивном исполнении применяется, как силовая установка автономного источника электроэнергии.

В результате длинна трубопровода, настроенного на максимальный коэффициент, наполнения составила $L_{\eta v \max} = 1,62 \text{ м}$. Длинна трубопровода, настроенного на снижение удельного расхода топлива составила $L_{g_{e \min}} = 1,34 \text{ м}$.

Учитывая тот факт, что Ю.А. Гришиным скорее рассматривается длина трубопровода непосредственно до впускного клапана, для опре-

деления длины трубопровода необходимо учесть длину впускного канала L_k , находящегося в головке блока цилиндров, равную, приблизительно, 0,125 м. В таком случае, для вычисления непосредственно длин трубопроводов $L_{T\eta_{vmax}}$ и L_{Tgemin} необходимо из полученных ранее значений $L_{\eta_{vmax}}$ и L_{gemin} вычесть длину впускного канала L_k .

$$L_{T\eta_{vmax}} = L_{\eta_{vmax}} - L_k \quad (3)$$

$$L_{Tgemin} = L_{gemin} - L_k \quad (4)$$

В результате получены следующие значения:

$$L_{T\eta_{vmax}} = 1,495 \text{ м}, L_{Tgemin} = 1,215 \text{ м}.$$

На основании полученных значений можно сделать вывод, что применение индивидуальных трубопроводов для двигателя 6ЧН13/14 при скоростном режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ сопровождается некоторыми сложностями, а именно довольно большой длиной трубопроводов. Учитывая равномерное чередование тактов впуска рядного шестицилиндрового двигателя, целесообразнее применить систему с объединенными трубопроводами. Тем не менее, дальнейшее исследование применения данных трубопроводов на двигателе 6ЧН13/14 можно считать целесообразным ввиду возможной компоновки трубопроводов, заключающейся в обвивании ими общей емкости (ресивера) либо других технических решений, направленных на уменьшение габаритов настроенного впускного коллектора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брякотин, М.Э. Повышение технико-экономических показателей двигателя постоянной мощности с газотурбинным наддувом путем настройки впускной системы : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Брякотин Максим Эдуардович ; Алт. гос. техн. ун-т им И.И. Ползунова, 1996. – 168 с.
2. Матиевский, Г.Д. Исследование оптимизационной скоростной характеристики двигателя постоянной мощности / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 46-49.

ДВИГАТЕЛИ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ: ПАРОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ И ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА

Гостев А.А., Свистула А.Е.

Двигатели внешнего сгорания – класс двигателей, где источник тепла или процесс сгорания топлива отделены от рабочего тела.

К классу двигателей внешнего сгорания относятся паровые машины, паровые турбины, двигатели Стирлинга, газовые турбины

внешнего сгорания, а также другие типы двигателей [1-3].

Паровая машина – тепловой двигатель внешнего сгорания, преобразующий энергию нагретого пара в механическую работу возвратно-поступательного движения поршня, а затем во вращательное движение вала (рисунок 1). В более широком смысле паровая машина – любой двигатель внешнего сгорания, который преобразовывает энергию пара в механическую работу.

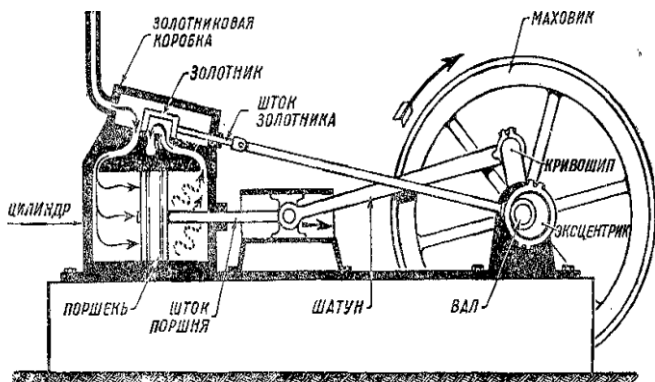


Рисунок 1 – Схема паровой машины

Паровые машины использовались как приводной двигатель в насосных станциях, локомотивах, на паровых судах, тягачах, паровых автомобилях и других транспортных средствах.

Паровые турбины, формально являющиеся разновидностью паровых машин, до сих пор широко используются в качестве приводов генераторов электроэнергии. Примерно 86% электроэнергии, производимой в мире, вырабатывается с использованием паровых турбин.

Для привода паровой машины необходим паровой котёл. Расширяющийся пар давит на поршень или на лопатки паровой турбины, движение которых передаётся другим механическим частям. Одно из преимуществ двигателей внешнего сгорания в том, что из-за отделения котла от паровой машины можно использовать практически любой вид топлива – от дров до урана.

Двигатель Стирлинга – тепловая машина, в которой жидкое или газообразное рабочее тело движется в замкнутом объёме, разновидность двигателя внешнего сгорания (рисунок 2). Основан на периодическом нагреве и охлаждении рабочего тела с извлечением энергии из возникающего при этом изменения объёма рабочего тела. Может рабо-

тать не только от сжигания топлива, но и от любого источника тепла. Двигатель Стирлинга использует цикл Стирлинга, который по термодинамической эффективности не уступает циклу Карно, и даже обладает преимуществом [3].

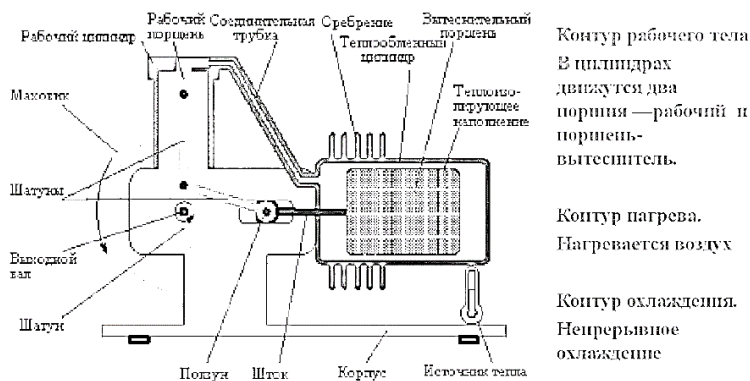


Рисунок 2 – Схема паровой машины

Цикл Стирлинга состоит из четырёх фаз и разделён двумя переходными фазами: нагрев, расширение, переход к источнику холода, охлаждение, сжатие и переход к источнику тепла. Таким образом, при переходе от тёплого источника к холодному источнику происходит расширение и сжатие газа, находящегося в цилиндре. При этом изменяется давление, за счёт чего можно получить полезную работу. Нагрев и охлаждение рабочего тела производится рекуператором. В идеале количество тепла, отдаваемое и отбираемое рекуператором, одинаково. Полезная работа производится только за счёт изотерм, т.е. зависит от разницы температур нагревателя и охладителя, как в цикле Карно [4].

Преимущества:

«Всеядность» двигателя – как все двигатели внешнего сгорания (вернее – внешнего подвода тепла), двигатель Стирлинга может работать от почти любого перепада температур: например, между разными слоями в океане, от солнца, от ядерного или изотопного нагревателя, угольной или дровяной печи и т.д.

Простота конструкции – конструкция двигателя очень проста, он не требует дополнительных систем, таких как газораспределительный механизм. Он запускается самостоятельно и не нуждается в стартере.

Его характеристики позволяют избавиться от коробки передач. Однако, как уже отмечалось выше, он обладает большей материалоемкостью.

Увеличенный ресурс – простота конструкции, отсутствие многих «нежных» агрегатов позволяет стирлингу обеспечить небывалый для других двигателей ресурс в десятки и сотни тысяч часов непрерывной работы.

Экономичность – в случае преобразования в электричество солнечной энергии стирлинги иногда дают больший КПД (до 31,25%), чем тепловые машины на пару.

Бесшумность двигателя – стирлинг не имеет выхлопа, а значит – не шумит.

Экологичность – сам по себе стирлинг не имеет каких-то частей или процессов, которые могут способствовать загрязнению окружающей среды. Он не расходует рабочее тело. Экологичность двигателя обусловлена прежде всего экологичностью источника тепла. Стоит также отметить, что обеспечить полноту сгорания топлива в двигателе внешнего сгорания проще, чем в двигателе внутреннего сгорания.

Недостатки:

Материалоемкость – основной недостаток двигателя. У двигателей внешнего сгорания вообще, и двигателя Стирлинга в частности, рабочее тело необходимо охлаждать, и это приводит к существенному увеличению массогабаритных показателей силовой установки за счёт увеличенных радиаторов.

Для получения характеристик, сравнимых с характеристиками ДВС, приходится применять высокие давления (свыше 100 атм) и специальные виды рабочего тела – водород, гелий.

Значительный рынок для двигателей внешнего сгорания сформировался во второй половине 18-го века, в частности, в связи с более мелкими сферами применения, где их можно было безопасно эксплуатировать без необходимости в услугах квалифицированных операторов.

После изобретения двигателя внутреннего сгорания в конце 18-го века рынок для двигателей внешнего сгорания исчез. Стоимость производства двигателя внутреннего сгорания в сравнении со стоимостью производства внешнего сгорания ниже.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели Стирлинга. Пер. с англ. Под ред. В.М. Бродянского. М.: Мир, 1975. – 420 с.

2. Двигатели Стирлинга / В.Н. Даниличев, С.И. Ефимов, В.А. Звонок и др.; под ред. М.Г. Круглова. – М.: «Машиностроение», 1977. – 375 с.

3. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: Пер. с англ. М.: Энергия, 1978. – 410 с.

4. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул, 2009. – 81 с.

ДВС В СОСТАВЕ ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Премажков З.К., Брякотин М.Э.

Автотранспорт, оснащенный поршневыми двигателям внутреннего сгорания, оказывает существенное влияние на ухудшение экологической обстановки в условиях города путем загрязнения воздушного бассейна выбросами вредных продуктов сгорания. Поршневые двигатели потребляют львиную долю углеводородных топлив, выбрасывая большое количество двуокиси углерода и ряда токсичных веществ в качестве продуктов сгорания.

Двигатель внутреннего сгорания до сих пор является наиболее эффективным, имеющим один из самых высоких КПД, техническим устройством преобразования первичного топлива в механическую работу в условиях равномерного движения. Тем не менее, работая большую часть времени на неустановившихся, непрерывно изменяющихся режимах работы ДВС не может обеспечить высокую топливную экономичность и экологическую безопасность. Причиной тому в условиях города, да и условиях загруженных пригородных или междугородних трассах повышенные затраты энергии на накопление кинетической энергии – разгон и безвозвратная потеря накопленной энергии в виде выделения тепла при торможении.

Для решения указанных недостатков силовой установки с ДВС применяют разные конструктивные мероприятия: снижение рабочего объема и частоты вращения двигателя, применение непосредственного впрыска топлива в цилиндр, систем «стоп-старт», отключение группы цилиндров, изменение фактической степени сжатия через реализацию цикла Аткинсона, внедрение систем рекуперации энергии торможения, замена ступенчатых трансмиссий бесступенчатыми. Интегрируют в электронные системы регулирования режимов работы электронные системы дозирования и подачи топлива, воздуха, теплового состояния двигателя. Разрабатывают двигатели, работающие по циклу Миллера.

Регулирование ДВС осуществляют по характеристике минимальных расходов.

Внедрение всех этих конструктивных мероприятий ведет к значительному усложнению и удорожанию конструкции двигателя и автомобиля в целом.

Главной тенденцией является внедрение в силовую установку и системы поршневого двигателя транспортного средства электромеханических устройств и электрохимических накопителей электрической энергии, систем управления силовой электроникой. Интенсивно электрические машины и устройства вытесняют тепловые двигатели из силовых установок транспортных средств.

Сильным сдерживающим фактором полного вытеснения ДВС является недостаточно совершенные по удельным параметрам электрохимические накопители электрической энергии. Также основная генерация электрической энергии производится на тепловых электростанциях из ископаемых топлив (газ, нефтепродукты, уголь), гидроэлектростанциях и атомных электростанциях. Суммарный КПД преобразования энергии топлива в электрическую энергию и затем в требуемую механическую энергии на данный момент уступает КПД такого преобразования поршневого двигателя.

Остается перспективным направлением является создание гибридной силовой установки, сочетающей работу ДВС в режиме минимальных удельных расходов с минимальным уровнем выбросов выхлопных газов с работой тяговых электрических машин и электрохимических накопителей энергии.

Тем не менее, в промышленно развитых странах законодательно принимаются решение об отказе к 2035 году от производства автомобилей с ДВС. Поэтому ДВС в городском автомобильном транспорте будет вытеснен и займет ограниченные ниши применения. Эти ниши полностью закроются с появлением накопителей электрической энергии с удельными параметрами, превышающими удельные параметры тепловых двигателей. А генерацию энергии обеспечат экологически чистые возобновляемые источники по более низкой стоимости, чем стоимость электрической энергии, получаемой на основе ископаемого топлива.

Гибридные силовые установки транспортных средств с ДВС в качестве основного источника механической и электрической энергии является актуальными до тех пор, пока не появятся накопители электрической энергии с удельными параметрами, превышающими удельные параметры тепловых двигателей. А генерацию энергии не обеспе-

чат экологически чистые возобновляемые источники по более низкой стоимости, чем стоимость электрической энергии, получаемой на основе ископаемого топлива.

Гибридные силовые установки являются компромиссным решением, направленным на преодоление назревшей глобальной проблемы загрязнения окружающей среды и максимально эффективного, экономичного использования двигателей внутреннего сгорания.

Гибридные силовые установки существенно усложняют транспортные средства и повышают стоимость их проектирования, изготовления, обслуживания и утилизации.

Для применения двигателя внутреннего сгорания в составе гибридной силовой установки требуется внедрение ряда конструктивных мероприятий. К этим мероприятиям относятся: снижение рабочего объема и частоты вращения двигателя, система «стоп-старт», система отключения группы цилиндров, изменение фактической степени сжатия через реализацию цикла Аткинсона и применение цикла Миллера. Регулирование ДВС должно осуществляться по характеристике минимальных эффективных расходов топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арав, Б.Л. Перспективы применения микро-газотурбинных двигателей-генераторов в гибридных моторно-трансмиссионных установках мобильной техники / Б.Л. Арав, Н.Е. Александров // Вестн. Акад. Военных наук. – № 1(30). – М.: Воениздат, 2010. – С. 10-17.

2. Златин, П. А. Электромобили и гибридные автомобили / Златин П. А., Кеменов В. А., Ксенович И.П. – М.: Агроконсалт, 2004.

3. О ДВС для комбинированной энергетической установки /Л.Н. Вахошин, В.В. Карницкий, И.М. Минкин и др. // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 5.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗООБМЕНА НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Гамазин Д.А., Пыжанкин Г.В.

Эффективные технико-экономические показатели двигателя зависят от индикаторных показателей и величины механических потерь. Уменьшение гидравлических потерь на газообмен сопровождается не только снижением насосных потерь, но и влияет на протекание процесса сгорания топлива, а это приводит к уменьшению расхода топлива.

Для улучшения газообмена дизеля 6Ч15/18 проведены доводочные испытания на стенде статической продувки каналов впуска и выпуска. Оценка гидравлических качеств каналов осуществлялась по эффективному проходному сечению μf или коэффициенту расхода μ .

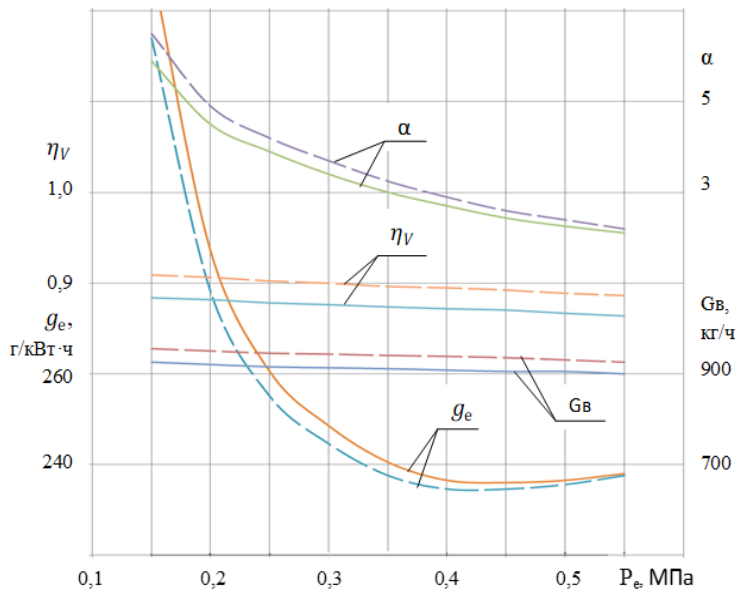
$$\mu = \left(\frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВХ}} - \Delta P} \right)^{1/k} \cdot \frac{Q_{\text{ВХ}}/f_{\text{кл}}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{ВХ}} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta P}{P_{\text{ВХ}}} \right)^{(k-1)/k} \right] + \left(\frac{Q_{\text{ВХ}}}{F} \right)^2}} \quad (1)$$

При доводке проточной части каналов впуска использовалась визуализация потока – метод открытого пламени. Отработка каналов производилась на гипсовых моделях, которые позволяли вносить изменения в конфигурацию путем нанесения гипса или его снятия с учетом габаритов полостей системы охлаждения в головке цилиндров.

Таблица 1 – Результаты статической продувки каналов впуска

Головка цилиндров	Значения при $h_{\text{кл max}}$, см ²			Среднее значение по $h_{\text{кл}}$, см ²		
	μf_{max}	μf_{min}	$\mu f_{\text{ср}}$	$\mu f_{\text{ср max}}$	$\mu f_{\text{ср min}}$	$\mu f_{\text{ср ср}}$
Гипсовый отсек	23,50	–	–	16,60	–	–
Серийная	19,50	18,70	19,10	13,44	12,92	13,15
Опытная	23,40	21,60	22,50	15,60	14,46	15,00

Для чистоты эксперимента сравнительные испытания серийных и опытных головок на двигателе без наддува 6Ч15/18 (1Д6-150) были проведены на заводе изготовителе «Барнаултрансмаш» без индирования давлений и определения насосных потерь. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля представлены на рисунке 1.



— — — — — серийная головка; — — — — — опытная головка
 Рисунок 1 – Нагрузочная характеристика дизеля 6ЧН15/18 $n=1500 \text{ мин}^{-1}$

Сравнительные испытания серийных и опытных головок были проведены на двигателе с газотурбинным наддувом (ГТН) производства «Уральского турбомоторного завода» 6ЧН15/18 (УД6-250ТК) в лаборатории кафедры ДВС с индцированием давлений в цилиндре, впускных и выпускных коллекторах и соответственно с определением насосных потерь. Результаты сравнительных испытаний представлены на рисунке 2.

Анализируя результаты моторных испытаний, можно сделать следующие выводы:

1. Наполнение цилиндров с опытными каналами дизеля без наддува и с наддувом увеличилось.
2. При испытании дизеля 6ЧН15/18 установлено снижение насосных потерь на 5-6 кПа.
3. Удельный эффективный расход топлива уменьшился на 1,5-2 г/кВт·ч на больших нагрузках и до 7-8 г/кВт·ч на частичных нагрузках.
4. Улучшение экономичности достигнуто в основном за счет снижения насосных потерь.

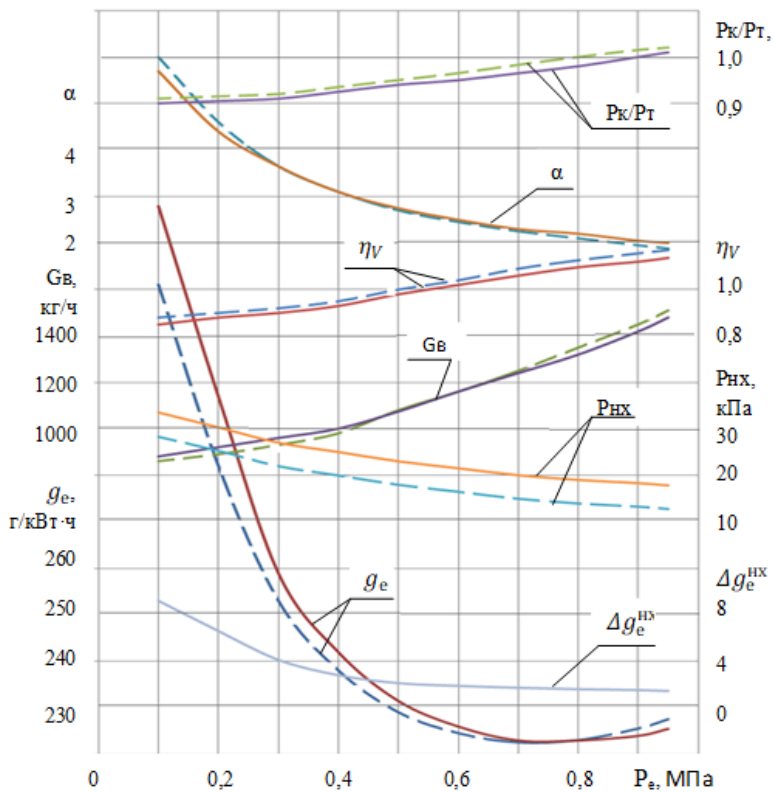


Рисунок 2 – Нагрузочная характеристика дизеля 6Ч15/18 $n=1500 \text{ мин}^{-1}$
 ————— серийная головка; ————— опытная головка

ЛИТЕРАТУРА

1. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : [учебник для вузов по направлению «Агроинженерия»] / Р. М. Баширов. – Изд. 3, стер. – Электрон. текстовые дан. – Санкт-Петербург [и др.] : Лань, 2017. – 336 с. (бакалавриат, магистратура). – Режим доступа : https://e.lanbook.com/book/96242#book_name. – ISBN№978-5-8114-2741-3: Двигатели ТМЗ семейства 842, размерностью 140x140 мм. : Руководство по эксплуатации / Прохоров, О.И., Шутов, А.П., Казуто, Е.В. [и др.] – Тутаев, 2013. – 220 с.
2. Ефремов, И.Ф. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС / И.Ф. Ефремов, Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1986. – №10. – С. 3-6.

3. Матиевский, Д.Д. Методика анализа индикаторного КПД / Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1984. – №6. – С. 7-11.

4. Некоторые особенности протекания рабочего процесса в камерах сгорания дизелей при объемном смесеобразовании / В.И. Бейлин и др. // Совершенствование быстроходных двигателей. Тезисы докладов международной научно-техн. конф. – Барнаул : изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 1993. – С. 77-79.

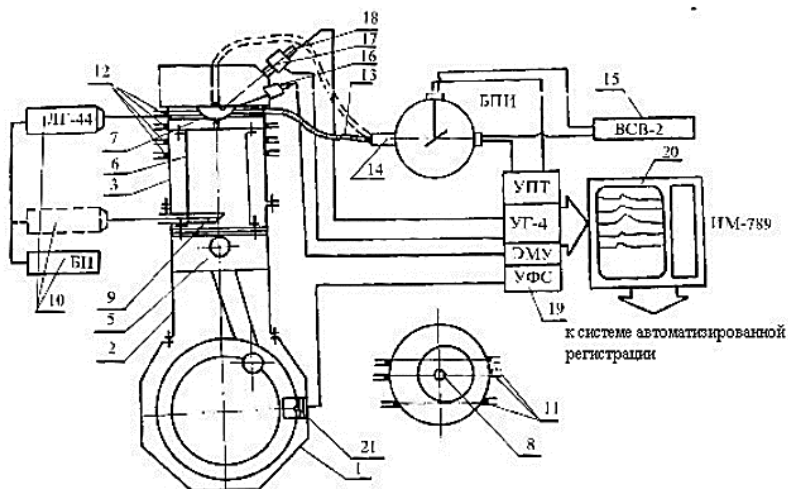
5. Пыжанкин, Г.В. Исследование возможности улучшения основных показателей и снижения насосных потерь дизеля 6ЧН13/14, форсированного газотурбинным наддувом / Г.В. Пыжанкин, Л.В. Нечаев // Межвузовский сборник научных трудов «Исследование и совершенствование быстроходных двигателей». – Барнаул : изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 1997. – С. 9-22.

ИССЛЕДОВАНИЕ МГНОВЕННЫХ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ И КОНЦЕНТРАЦИИ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

Макренко Д.В., Кулманаков С.П.

Одной из основных задач борьбы с загрязнением окружающей среды и повышения топливной экономичности ДВС, является оптимизация процессов сгорания в цилиндрах двигателя.

Анализ существующих методов экспериментального исследования внутрицилиндровых процессов показал, что наибольшей перспективой обладают оптические методы, основные достоинства которых заключаются в малой инерционности и высокой чувствительности применяемой аппаратуры, возможности размещения исследовательской аппаратуры вне объекта исследования, отсутствии непосредственного контакта изучаемой среды с чувствительными элементами измерительной системы. Недостаточность, а в некоторых случаях и полное отсутствие экспериментальных данных об изменении излучательных характеристик дизельного пламени в цилиндре дизеля послужили основанием для проведения специальных опытов на исследуемых установках.



1 – блок-картер двигателя; 2 – цилиндр-вставка; 3 – цилиндр двигателя; 4,5 – направляющая часть поршня; 6 – вставка с продольным пазом; 7 – головка поршня; 8 – вертикальные окна индицирования цилиндра; 9 – поворотное зеркало; 10 – лазер ЛГ-44 с блоком питания; 11 – горизонтальные окна индицирования цилиндра; 12 – разоблицительные устройства; 13 – волоконный световод; 14 – блок приемников излучения с ФЭУ; 15 – высоковольтный блок питания для ФЭУ; 16 – пьезокварцевый датчик давления «Orion»; 17 – датчик давления топлива; 18 – датчик подъема иглы форсунки; 19 – блок усилителей и преобразователей; 20 – восьмиканальный многолучевой индикатор ИМ-789; 21 – отметчик угла поворота коленвала

Рисунок 1 – Общая схема системы для исследования процесса сгорания

Для расчета полей температур пламени T и массовой концентрации частиц сажи C можно успешно использовать результаты многоканального оптического индицирования дизеля. В основу методики положен метод концентрических зон О.Н. Дубровской.

Определение нестационарных полей температур пламени и концентрации сажи начинается с разбивки надпоршневого объема цилиндра плоскими сечениями, перпендикулярными оси цилиндра и в каждом сечении выделяется n концентрических зон.

Данная экспериментальная установка и использованная методика обработки данных, позволили произвести многоканальное оптическое

зондирование внутрицилиндрового объема с целью уточнения особенностей сгорания.

Для температуры пламени изменение по углу поворота коленчатого вала незначительно. Оно заключается в снижении уровня температуры относительно максимального в момент начала регистрации. Для концентрации сажи (рисунок 3) типичны кривые с максимальной концентрацией C в момент начала регистрации и с последующим интенсивным снижением и выравниванием к моменту начала открытия выпускного клапана.

По условиям эксперимента начальные точки кривых изменения концентраций показывают их значение непосредственно в камере сгорания.

Результаты обработки эксперимента, подтвердили предположения о значительной неравномерности распределения характеристик сажистого пламени в объеме цилиндра: по температуре пламени – 600-700 К.

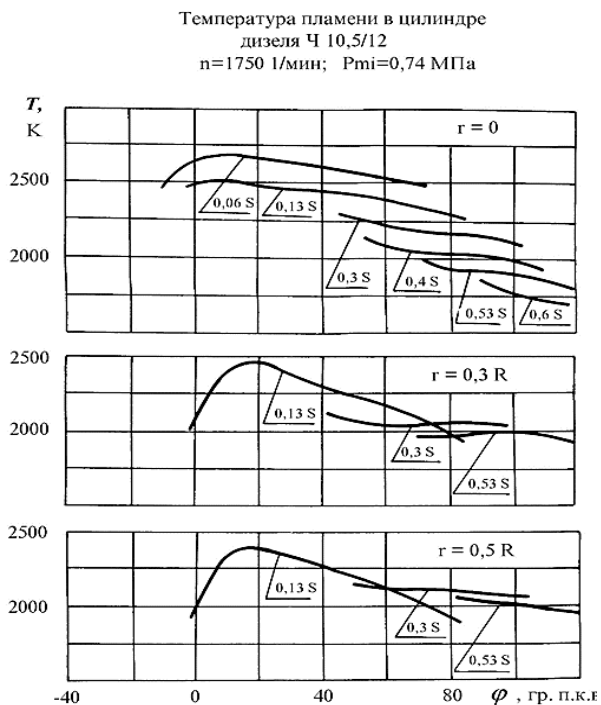


Рисунок 2 – Результаты исследования температуры пламени по объему цилиндра

Концентрация сажи в цилиндре
дизеля Ч 10,5/12
 $n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_{\text{пл}}=0,74 \text{ МПа}$

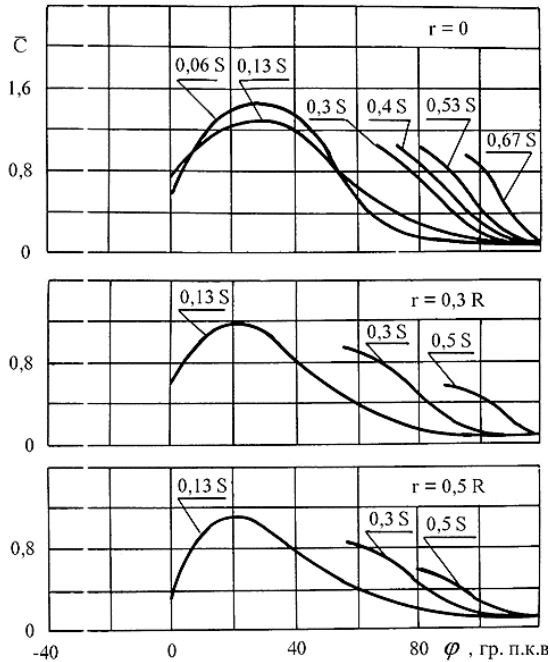


Рисунок 3 – Результаты исследования концентрации сажи по объему цилиндра

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Полученные экспериментальные данные по температуре пламени и концентрации сажистых частиц показывают значительное перераспределение данных характеристик в объеме сгорания, составляющее 600-700 К для температуры и 10-15 раз – для концентрации сажи, следовательно, возникает необходимость их учета при анализе внутрицилиндровых процессов и математическом моделировании.

2. В процессе сгорания наблюдается две локализованные зоны горения. Одна связана со сгоранием топлива в объеме верхнего пояса цилиндра, вторая – со сгоранием топлива в КС и близлежащих объемах и перемещается с поршнем. Эффективность процесса сгорания во второй зоне значительно ниже. Данная и другие тенденции распределения температу-

ры и концентрации сажи сохраняются при изменении режима работы дизеля.

3. В силу неоднородного распределения температуры и концентрации сажи по надпоршневому объему в процессе сгорания, с точки зрения анализа процессов объемного сажевыделения и теплового излучения, наиболее оправдано использование интегральных показателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гладышев, А.В. Определение концентрационной неоднородности сажи методом оптического индицирования цилиндра дизеля [Текст] // Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания, – М.: МАДИ, 1986. – С. 189.

2. Гладышев, А.В, Гладышев С.В, Вагнер ВА. Основные положения метода объемного оптического индицирования цилиндра дизеля. // Молодые ученые и специалисты Алтая в борьбе за ускорение научно-технического прогресса. – Барнаул; АКНТО, 1986. – С. 17-18.

3. Гладышев, А.В., Вагнер, В.А., Гладышев, С.В. Экспериментальное исследование термических условий образования токсичных веществ в цилиндре дизеля. // Комплексное использование вторичных ресурсов, создание совершенных технологических процессов в свете решений XXVII съезда. – Барнаул: Алтайский ЦГПИ, 1987. – С. 62-64.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДА ТНВД С ДЕЗАКСИАЛОМ

Каргин В.А., Свистула А.Е.

При проектировании топливной аппаратуры форсированных дизелей стоит проблема выбора геометрических параметров кулачкового привода для повышения динамики впрыска и сохранения надежности и долговечности [1,2]. Применение дезаксиала позволяет снизить нагруженность привода [3-5]. Подбор параметров производится с учетом их влияния на динамику привода ТНВД. Для осуществления расчетов динамики требуется математическая модель. Чаще всего профиль кулачка состоит из набора простых элементов: прямой и дуги. Рассмотрим отдельно участки прямой и дуги.

На рисунке 1 изображена расчетная схема для участка прямой [1,3,4].

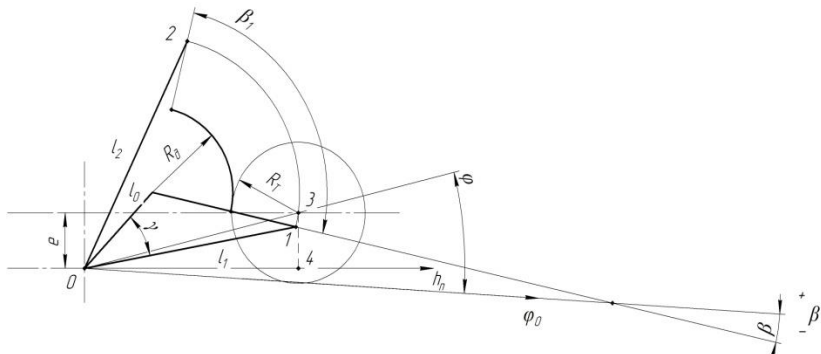


Рисунок 2 – Расчетная схема выпуклого участка дуги

$$R = R_D + R_T \quad (7)$$

$$l_0 = \sqrt{(l_1 - R \cdot \cos\beta)^2 + (R \cdot \sin\beta)^2} \quad (8)$$

$$l_2 = \sqrt{(l_1 - R \cdot \cos\beta + R \cdot \cos(\beta_1 - \beta))^2 + (R \cdot \sin\beta + R \cdot \sin(\beta_1 - \beta))^2} \quad (9)$$

$$\gamma = 90 - \arcsin\left(\frac{l_1 - R \cdot \cos\beta}{l_0}\right) \quad (10)$$

$$\alpha = \gamma + \alpha_{\text{попр}} - \phi \quad (11)$$

Поправочный угол $\alpha_{\text{попр}}$:

$$\alpha_{\text{попр}} = \arcsin\frac{e}{l_0} \quad (12)$$

Перемещение на участке дуги $h_{\text{п}}$, мм:

$$h_{\text{п}} = l \cdot \cos\alpha + \sqrt{R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2} \quad (13)$$

Скорость на участке дуги $c_{\text{п}}$, м/с:

$$c_{\text{п}} = \left(l \cdot \sin\alpha - \frac{l \cdot \cos\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha)}{\sqrt{R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2}} \right) \cdot \omega_{\alpha} \quad (14)$$

Ускорение на участке дуги $j_{\text{п}}$, м/с²:

$$j_{\text{п}} = - \left(l \cdot \cos\alpha - \frac{(l \cdot \cos\alpha)^2 + l \cdot \sin\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha)}{(R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2)^{\frac{1}{2}}} - \frac{(l \cdot \cos\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha))^2}{(R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2)^{\frac{3}{2}}} \right) \cdot \omega_{\alpha}^2 \quad (15)$$

Расчетная схема для вогнутого участка дуги представлена на рисунке 3.

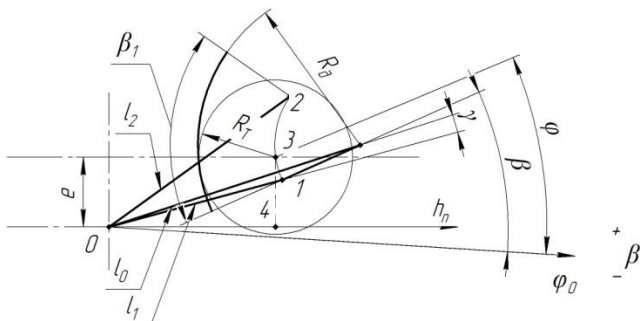


Рисунок 3 – Расчетная схема вогнутого участка дуги

$$R = R_D - R_T \quad (16)$$

$$l_0 = \sqrt{(l_1 - R \cdot \cos\beta)^2 + (R \cdot \sin\beta)^2} \quad (17)$$

$$l_2 = \sqrt{(l_1 - R \cdot \cos\beta + R \cdot \cos(\beta_1 - \beta))^2 + (R \cdot \sin\beta + R \cdot \sin(\beta_1 - \beta))^2} \quad (18)$$

$$\gamma = 90 - \arcsin\left(\frac{l_1 - R \cdot \cos\beta}{l_0}\right) \quad (19)$$

$$\alpha = \gamma + \alpha_{\text{попр}} - \phi$$

Поправочный угол $\alpha_{\text{попр}}$:

$$\alpha_{\text{попр}} = \arcsin\frac{e}{l_0} \quad (20)$$

Перемещение на участке дуги h_n , мм:

$$h_n = l \cdot \cos\alpha - \sqrt{R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2} \quad (21)$$

Скорость на участке дуги c_n , м/с:

$$c_n = \left(l \cdot \sin\alpha + \frac{l \cdot \cos\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha)}{\sqrt{R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2}} \right) \cdot \omega_\alpha \quad (22)$$

Ускорение на участке дуги j_n , м/с²:

$$j_n = - \left(l \cdot \cos\alpha + \frac{(l \cdot \cos\alpha)^2 + l \cdot \sin\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha)}{(R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{(l \cdot \cos\alpha \cdot (e - l \cdot \sin\alpha))^2}{(R^2 - (e - l \cdot \sin\alpha)^2)^{\frac{3}{2}}} \right) \cdot \omega_\alpha^2 \quad (23)$$

Рассмотрим частные случаи кулачковых профилей.

На рисунке 4 изображен тангенциальный профиль кулачка, где траектория ABC – траектория, описываемая центром ролика толкателя.

На рисунке 5 изображен выпуклый профиль кулачка, где траектория ABC – траектория, описываемая центром ролика толкателя.

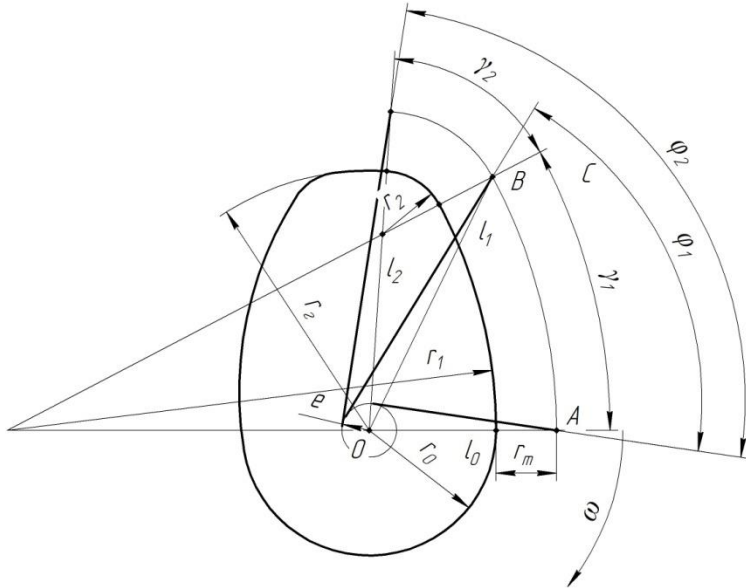


Рисунок 5 – Выпуклый профиль

$$\gamma_1 = \arccos \frac{d_1^2 + (r_1 - r_2)^2 - d_2^2}{2 \cdot d_1 \cdot (r_1 - r_2)} \quad (34)$$

$$\gamma_2 = \arccos \frac{d_2^2 + (r_1 - r_2)^2 - d_1^2}{2 \cdot d_2 \cdot (r_1 - r_2)} \quad (35)$$

$$\alpha'_1 = \arctan \frac{R_1 \cdot \sin \gamma_1}{R_1 \cdot \cos \gamma_1 - d_1} \quad (36)$$

$$d_1 = r_1 - r_0 \quad (37)$$

$$d_2 = r_1 - r_2 \quad (38)$$

$$R_1 = r_1 + r_T \quad (39)$$

$$R_2 = r_2 + r_T \quad (40)$$

$$\phi_1 = \alpha'_1 - \alpha_{\text{попр}1} + \alpha_{\text{попр}0} \quad (41)$$

$$\phi_2 = \gamma_1 + \gamma_2 - \alpha_{\text{попр}2} + \alpha_{\text{попр}0} \quad (42)$$

$$l_0 = R_0 = r_0 + r_T \quad (43)$$

$$l_1 = x \quad (44)$$

$$l_2 = R_r = r_r + r_T \quad (45)$$

$$\alpha_{\text{попр}0} = \arcsin \frac{e}{l_0} \quad (46)$$

$$\alpha_{\text{попр}1} = \arcsin \frac{e}{l_1} \quad (47)$$

$$\alpha_{\text{попр}2} = \arcsin \frac{e}{l_2} \quad (48)$$

На рисунке 6 изображен вогнутый профиль кулачка, где траектория ABC – траектория, описываемая центром ролика толкателя.

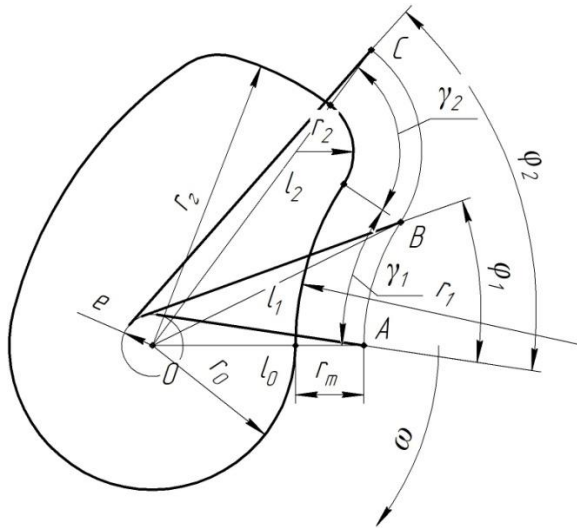


Рисунок 6 – Вогнутый профиль

$$\gamma_1 = \arccos \frac{d_1^2 + (r_1 + r_2)^2 - d_2^2}{2 \cdot d_1 \cdot (r_1 + r_2)} \quad (49)$$

$$\gamma_2 = 180^\circ - \arccos \frac{d_2^2 + (r_1 + r_2)^2 - d_1^2}{2 \cdot d_2 \cdot (r_1 + r_2)} \quad (50)$$

$$\alpha'_1 = \arctan \frac{R_1 \cdot \sin \gamma_1}{d_1 - R_1 \cdot \cos \gamma_1} \quad (51)$$

$$R_1 = r_1 - r_T \quad (52)$$

$$R_2 = r_2 + r_r \quad (53)$$

$$d_1 = r_1 + r_0 \quad (54)$$

$$d_2 = r_r - r_2 \quad (55)$$

$$\phi_1 = \alpha'_1 - \alpha_{\text{попр1}} + \alpha_{\text{попр0}} \quad (56)$$

$$\phi_2 = \gamma_1 + \gamma_2 - \alpha_{\text{попр2}} + \alpha_{\text{попр0}} \quad (57)$$

$$l_0 = R_0 = r_0 + r_r \quad (58)$$

$$l_1 = x \quad (59)$$

$$l_2 = R_r = r_r + r_r \quad (60)$$

$$\alpha_{\text{попр0}} = \arcsin \frac{e}{l_0} \quad (61)$$

$$\alpha_{\text{попр1}} = \arcsin \frac{e}{l_1} \quad (62)$$

$$\alpha_{\text{попр2}} = \arcsin \frac{e}{l_2} \quad (63)$$

Выводы:

Составлена математическая модель расчета кинематических и динамических характеристик кулачкового привода ТНВД с дезаксиалом. Получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ [6,7] для численного исследования кулачковых механизмов привода ТНВД с дезаксиалом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение (Ленингр. Отд-ние), 1974. – 264 с.
2. Матиевский, Г.Д. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля на режимах постоянной мощности / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Ползуновский вестник. – 2012. – № 3-1. – С. 113-117.
3. Свистула, А.Е. Совершенствование дизельного топливного насоса высокого давления. Снижение нагруженности кулачкового механизма применением дезаксиала : монография / А.Е. Свистула, Е.М. Таусенев // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG; Saarbrücken, 2012. – 136 с.
4. Tausenev, E. The research into the disaxial cam mechanism for diesel fuel – injection pump / E. Tausenev, A. Svistula // Transport, 2005. – Т. 20. – № 6. – С. 225-231.

5. Таусенев, Е.М. Кулачковый механизм привода плунжера топливного насоса высокого давления дизельного двигателя / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Таусенев // Патент на полезную модель RU 45479 U1, 10.05.2005. Заявка № 2004138664/22 от 28.12.2004.

6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022612604 Российская Федерация. Программа расчета кинематики привода ТНВД дизеля / А.Е. Свистула, В.А. Каргин, А.Г. Кузьмин; заявитель и правообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». – № 2022612122; заявл. 16.02.2022; опубл 28.02.2022.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022617790 Российская Федерация. Программа расчета кинематики привода ТНВД дизеля с дезаксиалом / В.А. Каргин, А.Е. Свистула, А.Г. Кузьмин; заявитель и правообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный технический университет им

МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ОГ ПРИ ИСПЫТАНИИ ДВС. ПРОБООТБОРНИКИ И ЗОНДЫ

Байбасаров Р.Р., Свистула А.Е.

Особенности организации процессов горения топлива в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) обуславливают образование вредных веществ, которые выбрасываются вместе с отработавшими газами (ОГ) в окружающую среду и оказывают вредное воздействие на атмосферу, почву, воду, растения, животных и людей. В следствие этого проводят испытания ДВС для нормирования вредных выбросов.

Предельно допустимые значения удельных средневзвешенных выбросов вредных веществ для вновь изготовленных двигателей судовых, промышленных и тепловозных при их стендовых испытаниях должны соответствовать приведенным в таблице, изображенной на рисунке 1 [1].

Наименование нормируемого параметра	Обозначение	Назначение двигателя	Норма удельных средневзвешенных выбросов	
			Выпуск до 2000 г.*	Выпуск с 2000 г.*
			Постановка на производство с 2000 г.*	Постановка на производство до 2000 г.*
* Текст соответствует оригиналу (см. Поправку). - Примечание изготовителя базы данных.				
Удельный средневзвешенный выброс оксидов азота (NO_x) в приведении к NO_2 , г/(кВт·ч)	$e_{\text{NO}_x}^p$	Тепловозный	18,0	12,0
		Промышленный	16,0	10,0
		Судовой	17,0	(17,0-9,8)*
Удельный средневзвешенный выброс оксида углерода (CO), г/(кВт·ч)	e_{CO}^p	Любое	6,0	3,0
Удельный средневзвешенный выброс углеводородов (CH) в приведении к $\text{CH}_{1,85}$, г/(кВт·ч)	e_{CH}^p	Любое	2,4	1,0
<p>* Удельный средневзвешенный выброс оксидов азота для судовых двигателей:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при частоте вращения $n \leq 130$ мин⁻¹ - $e_{\text{NO}_x} = 17$ г/(кВт·ч); - в диапазоне частот $130 < n \leq 2000$ мин⁻¹ рассчитывают по формуле $e_{\text{NO}_x} = 45n^{-0,2}$ г/(кВт·ч); - при частоте вращения $n > 2000$ мин⁻¹ - $e_{\text{NO}_x} = 9,8$ г/(кВт·ч). 				

Рисунок 1 – Предельно допустимые значения удельных средневзвешенных выбросов вредных веществ

На каждом режиме испытаний двигателя измерению подлежат следующие показатели [1, 2]:

- эффективная мощность;
- частота вращения коленчатого вала;
- расход воздуха, приведенный к нормальным атмосферным условиям;
- концентрация в ОГ оксида углерода;
- концентрация в ОГ оксидов азота (в приведении к NO);
- концентрация в ОГ суммы углеводородов (в приведении к CH).

Испытательный стенд должен быть оборудован системой пробоотбора и газоанализаторами для измерения состава ОГ [2,3], а также устройствами для измерения расходов воздуха, топлива и мощности двигателя. Рекомендуемая схема установки для измерения состава неразбавленных ОГ приведена на рисунке 2.

Система пробоотбора состоит из пробоотборного зонда и пробоотборной магистрали с устройствами пробоподготовки для транспортирования пробы на анализ.

Пробоотборный зонд устанавливают на расстоянии не менее 0,5 м до выхода газов из выпускной системы в атмосферу и достаточно близко к двигателю, чтобы обеспечить температуру пробы газов не менее 373 К. Рекомендуется устанавливать зонд на расстоянии шести диаметров прямого участка трубы от присоединительного фланца выпускного коллектора.

Пробу неразбавленного газа для всех компонентов отбирают с помощью одного или нескольких пробоотборных зондов и делят перед входом в газоанализаторы. Пробоотборный зонд должен быть выполнен из нержавеющей стали с толщиной стенок не более 1 мм. Внутренний диаметр должен быть не более внутреннего диаметра трубок в системе распределения проб. Рекомендуется применять прямой многодырчатый пробоотборный зонд (не менее трех отверстий в разных плоскостях) с закрытым концом.

Газоанализатор оксидов азота должен иметь хемилюминесцентный детектор или нагреваемый хемилюминесцентный детектор (при «влажном» состоянии пробы ОГ) с преобразователем NO в NO [3]. Измеряемым компонентом должна быть сумма всех оксидов азота NO, выраженная через эквивалентную объемную долю оксидов вида NO. Газоанализатор должен обеспечивать измерения от 0,005% до 0,5% по эквиваленту NO при любом составе индивидуальных оксидов.

При проведении испытаний, не связанных с сертификацией дизеля, допускается по согласованию с разработчиком стандарта применять другие методы измерения концентраций вредных веществ, обеспечивающих точность измерений, не ниже указанных в таблице, изображенной на рисунке 1.

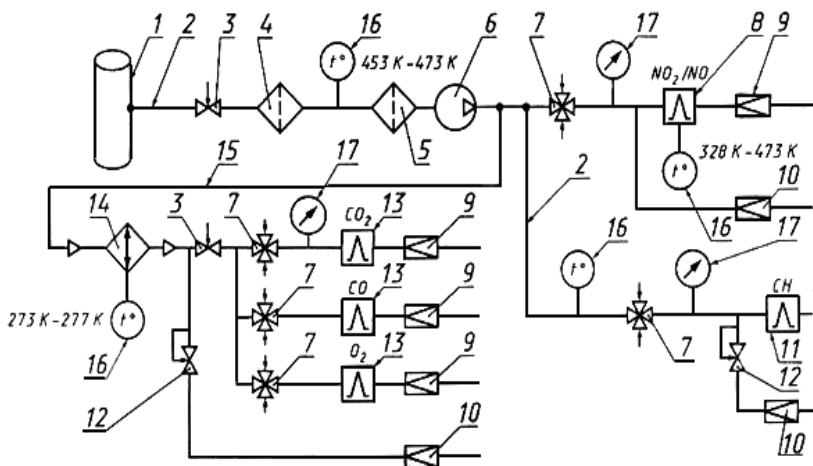


Рисунок 2 – Схема установки для анализа выбросов вредных веществ [1,2]

Функционирование автомобильного транспорта с одной стороны, определяет необходимость потребления природно-энергетических ресурсов, но с другой стороны способствует тому, что в окружающую среду поступают различные загрязняющие вещества и отходы производственной деятельности, тем самым нанося экологический ущерб природе. Для поддержания баланса вредных выбросов в атмосфере необходимо контролировать процесс работы двигателей и проводить испытания согласно ГОСТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ Р 51249-99. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. [Текст] Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200006971>.
2. Никишин, В.Н. Обеспечение экологической безопасности автотранспортного комплекса [Текст] : учебное пособие / В.Н. Никишин, Е.П. Барылькинова. – Набережные Челны, 2019. – 232.
3. Беляева, А.С. ПДК оксидов азота в отработавших газах ДВС. Способы и приборы для регистрации их концентрации / А.С. Беляева, А.Е. Свистула // Сборник: Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте. материалы XV Международной научно-технической конференции. – Вологда, 2021. – С. 237-242.

НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Гостев А.А., Кузьмин А.Г.

Температура газов в камере сгорания в момент воспламенения смеси превышает 2000 °С. Без искусственного охлаждения такая температура привела бы к сильному нагреву деталей двигателя и их разрушению. Поэтому требуется воздушное или жидкостное охлаждение двигателя.

Жидкостная система охлаждения, как правило, закрытая с принудительной циркуляцией жидкости. Такая система заполняется водой или антифризом, который не замерзает при температуре ниже минус 40 °С.

Температура охлаждающей жидкости при работе двигателя должна быть 85-100 °С. При переохлаждении двигателя увеличиваются потери тепла с охлаждающей жидкостью, не полностью испаряется и сгорает топливо, которое в жидком виде попадает в масляный поддон и разжижает масло. Это приводит к снижению мощности и экономичности двигателя и быстрому износу деталей. При перегреве двигателя ускоряется разложение и закоксовывание масла, происходит отложение нагара, в результате чего ухудшается теплоотвод. Из-за резких перепадов температур происходит тепловое расширение и деформация деталей, увеличиваются трение и износ, ухудшается наполнение цилиндра.

Жидкость, циркулирующая в системе охлаждения, отводит тепло от стенок и головок цилиндров и передает его через радиатор в окружающую среду. Иногда поток циркулирующей жидкости направляется по водораспределительной трубе или продольному каналу с отверстиями сначала на наиболее нагретые детали: выступающие клапаны, свечи зажигания, стенки камеры сгорания.

В современных транспортных средствах система охлаждения двигателя используется для обогрева впускного коллектора, охлаждения компрессора, обогрева салона.

Современные автомобильные двигатели используют закрытые системы жидкостного охлаждения, которые сообщаются с атмосферой через клапаны в крышке радиатора. В такой системе температура кипения воды повышается, вода реже кипит и меньше испаряется.

Основными элементами системы охлаждения являются: центробежный насос 1, трубопроводы 2, жидкостно-масляный теплообменник 3, сливные краны 4, рубашки охлаждения блок-картера 5, головки цилиндров 6, водяная труба 7, датчики температуры охлаждающей

жидкости 8 и 9, термостатная коробка с термостатом 10, пневмокомпрессор 11, радиатор 12, вентилятор 14.

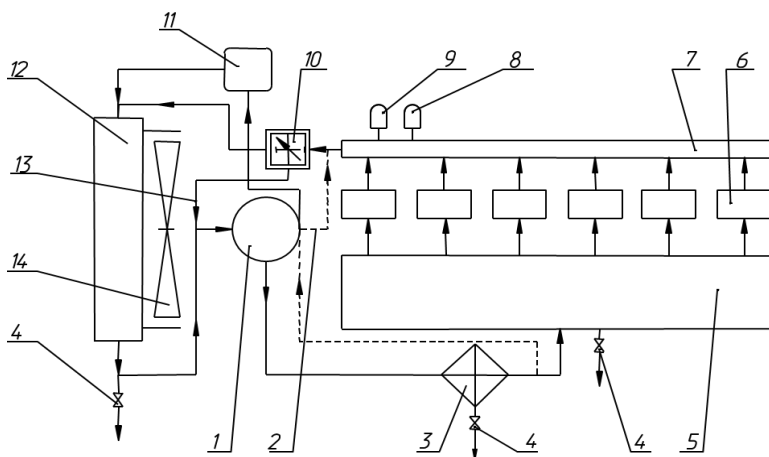


Рисунок 1 – Блок-схема жидкостной системы охлаждения

Циркуляция теплоносителя обеспечивается центробежным насосом. Под давлением жидкость от насоса проходит по трубкам БРМ, охлаждая моторное масло. Далее жидкость поступает в рубашку охлаждения картера, охлаждая сначала нижнюю часть гильз цилиндров, затем более нагретую верхнюю часть гильз. Охлаждающая жидкость поступает в рубашки охлаждения головок цилиндров из верхней зоны охлаждения гильз цилиндров и сначала достигает наиболее горячих точек выпускных клапанов и форсунок. Выходящая из рубашки охлаждения ГБЦ жидкость собирается в водопровод и направляется в коробку термостата.

Термостат используется для ускорения прогрева дизеля и регулирования температуры охлаждающей жидкости в допустимых пределах.

Для контроля температуры охлаждающей жидкости используются температурные датчики. Сигнал поступает на указатель температуры охлаждающей жидкости в салоне автомобиля. В упрощенном варианте для аварийной защиты двигателя может быть использован датчик, сигнализирующий о перегреве.

В системе охлаждения двигателя предусмотрены места для подключения отопителя кабины и для подключения предварительного отопителя.

Для слива охлаждающей жидкости установлены краны (4) на ради-

аторе, картере (со стороны впускного коллектора) и жидкостно-масляного теплообменника.

Из-за ряда недостатков на автомобильном транспорте воздушная система не получила широкого распространения, хотя конструктивно она значительно проще. При воздушном охлаждении нет необходимости в радиаторе, водяном насосе или трубах, отсутствует риск «разморозки» двигателя при заполнении системы охлаждения водой зимой. Поэтому, несмотря на повышенные энергозатраты на привод вентилятора и затрудненный пуск при отрицательных температурах, в ряде случаев применяется воздушное охлаждение.

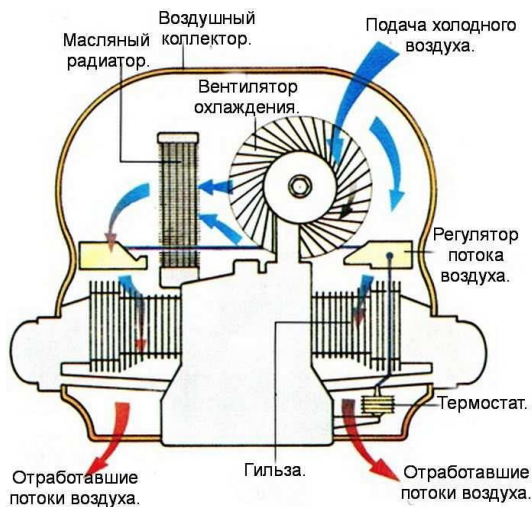


Рисунок 2 – Воздушная система охлаждения

Основным его элементом являются ребра охлаждения на цилиндрах. Выделившееся из цилиндров тепло распределяется на эти ребра, а обтекающий их поток воздуха отводит тепло. Для создания потока в конструкцию системы дополнительно включают турбину – специальную крыльчатку, приводимую в движение коленчатым валом и втулкой, с помощью которой генерируемый поток воздуха направляется в цилиндры.

На транспортных средствах воздушная система практически не используется, поскольку:

- невозможно отрегулировать температурный режим (зимой двигатель не набирает нужную температуру, а летом очень быстро пе-

регревается);

- для обеспечения равномерного распределения воздушного потока каждый цилиндр разделяется;
- при стоянке с работающим двигателем поток воздуха очень слабый даже с турбиной, что приводит к быстрому перегреву;

Отопление внутри салона транспортного средства организовать затруднительно.

В этой связи воздушная система охлаждения обычно применяется на мототехнике и средствах малой механизации, оснащенной легкими двухтактными двигателями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдеев, М.В., Воловик, Е.Л., Ульман, И.Е. Технология ремонта машин и оборудования. – М.: Агропромиздат, 1990

2. Боровских, Ю. И. Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Учебник для средних профессиональных-технических училищ. М., «Высшая школа», 1975. – С. 36-41, 246-250, 379-381.

3. Двигатели ЗИЛ-130: Руководство по капитальному ремонту. Часть I, II. – М.: КТБ авторемонтного производства, 1981.

4. Дюмин, И.Е., Какуевичкий, В.А., Силкин, А.С. Современные методы организации и технологии ремонта автомобилей. – Киев: Техника, 1974. – 519 с.

5. Крамаренко, Г.В., Барашков, И.В. Техническое обслуживание автомобилей. – М.: Транспорт, 1982.

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ И РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВС

Башлыков В.В., Пыжанкин Г.В.

Построение индикаторных диаграмм по результатам теплового расчета представлено в учебном пособии [1] для бензинового двигателя расчетным, а для дизельного двигателя графическим методом. Следует отметить некоторые особенности построения диаграмм.

Для бензинового двигателя с изохорным процессом степень предварительного расширения $\rho = 1$, следовательно, степень сжатия ε равна степени последующего расширения δ . При равенстве ε и δ расчет ведется от НМТ до ВМТ и процесс сжатия, и процесс расширения.

Для дизельного двигателя со смешанным циклом подвода теплоты следует учесть, что линия сжатия рассчитывается как у бензинового

го, а для линии расширения для расчета и построения, необходимо учесть величину степени предварительного расширения (изобара $z'z$, рисунок 4). Следовательно, расчет необходимо вести от точки z , которая не находится в ВМТ, величину отрезка изобары можно определить следующими выражениями:

$$zz' = OA \cdot (\rho - 1) \quad (1)$$

или

$$OZ = OA + zz' = OA + OA \cdot (\rho - 1) = OA \cdot \rho \quad (2)$$

Также отрезок OZ можно определить из зависимости для степени последующего расширения:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{OB/OA}{OZ/OA} = \frac{OB}{OZ} = \frac{OA + AB}{OZ} \quad (3)$$

или

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{OB}{OZ} \quad (4)$$

Тогда

$$OZ = \frac{OB}{\delta} \quad (5)$$

При построении действительной индикаторной диаграммы в координатах P - V (P - S) и развернутой по углу поворота коленчатого вала следует учесть диаграмму фаз газораспределения (рисунок 1) и неравномерность хода поршня от 0 до 90° и от 90° до 180° (рисунок 2), следовательно, при расчете отчет ведется ВМТ (жирный шрифт в таблице 1).

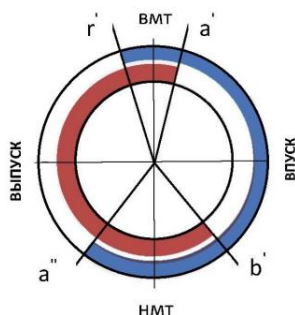


Рисунок 1 – Фазы газораспределения

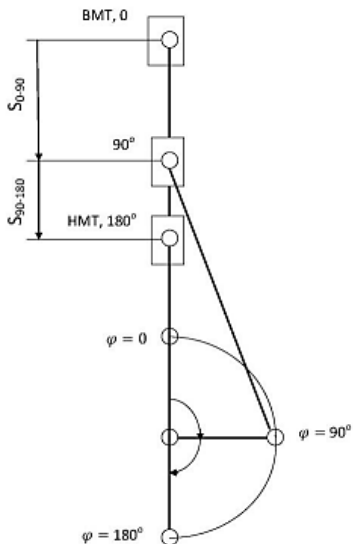


Рисунок 2 – Неравномерность хода поршня по углу поворота коленчатого вала

Нанесение особенно точек начала подачи топлива (искры зажигания), начало видимого сгорания на крутой к вертикали линии повлечет погрешность в их нанесении.

В разработанной программе (рисунок 3) предусмотрен расчет характерных точек, что позволяет их нанесение по двум координатам. На рисунке характерные точки выделены цветом. Образец индикаторной диаграммы представлен на рисунке 4.

Таблица 1 – Точки для построения действительной индикаторной диаграммы

Обозначение точки	Положение точки	φ , ° п.к.в.	S, мм
Начало открытия впускного клапана	Градусы до ВМТ	φ	
Конец закрытия впускного клапана	Градусы после НМТ	$80 - \varphi$	
Начало открытия выпускного клапана	Градусы до НМТ	$80 - \varphi$	
Конец закрытия выпускного клапана	Градусы после ВМТ	φ	
Угол опережения зажигания	Градусы до ВМТ	φ	
Угол начала видимого сгорания	Градусы до ВМТ	φ	

Используемые данные		Расчётные данные			
Ход поршня, S	140	Масштаб, μS	1	Ход поршня в масштабе, AB	140
Степень сжатия, e	16	Проверка (значение от 1,2 до 1,8)			1,97
Степень расширения, b	13,656				
Давление, Pz	13,8	Масштаб, μP	0,05	Давление в масштабе, Pz/MP	276
		Объём камеры сгорания для сжатия, OАсжат			9,333
Политрона сжатия, n1	1,354	Объём камеры сгорания для расширения, OАрасш			11,062
Политрона расширения, n2	1,247	Крайняя правая точка для сжатия, OВсжат			149,333
		Крайняя правая точка для расширения, OВрасш			151,062
Нанесение узловых точек диаграммы					
Давление в цилиндре в конце пуска, Pa	0,161	Давление в цилиндре в конце пуска в масштабе, Ia			3,220
Давление в цилиндре в конце сжатия, Pc	6,890	Давление в цилиндре в конце сжатия в масштабе, Ic			137,800
Давление в конце процесса расширения, Pb	0,530	Давление в конце процесса расширения в масштабе, Ib			10,600
Давление остаточных газов в цилиндре, Pr	0,150	Давление остаточных газов в цилиндре в масштабе, Ir			3,000
Давление, Pz	13,8	Давление в масштабе, Iz			276
Давление, Pz'	13,8	Давление в масштабе, Iz'			276
Давление перед впускными органами двигателя, Pk	0,172	Давление перед впускными органами двигателя в масштабе, Ik			3,440
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ					0,265

Таблица 2.2.2 – Фазы газораспределения

Обозначение точек	Положение точек, град.	ϕ , град.	$(1-\cos\phi) + \lambda/4 * (1-\cos 2\phi)$	S, мм	
r– начало открытия впускного клапана	20	до ВМТ	20	0,075748446	5,3
a– конец закрытия впускного клапана	46	после НМТ	134	1,762961737	123,4
b– начало открытия выпускного клапана	66	до НМТ	114	1,516899263	106,2
a– конец закрытия выпускного клапана	20	после ВМТ	20	0,075748446	5,3
c– угол опережения впрыска топлива	8	до ВМТ	8	0,012288659	0,9
f– угол начала видимого сгорания	15	до ВМТ	15	0,042916497	3,0

Таблица 2.2.3 – Построение линий сжатия

№ точек	Sx, мм	Sx/ μS , мм	Ox/ μS или OA+Sx/ μS , мм	sx	Сжатие	
					Px, МПа	Px/ μP , мм
1	2	3	4	5	6	7
1	0	0	9,3	16,0	6,9	137,5
2 (f)	3,0	3,00	12,3	12,1	4,7	94,2
3 (c)	0,9	0,86	10,2	14,6	6,1	122,0
4	20	20,00	29,3	5,1	1,5	29,2
5	30	30,00	39,3	3,8	1,0	19,6
6	50	50,00	59,3	2,5	0,6	11,2
7	70	70,00	79,3	1,9	0,4	7,6
8	90	90,00	99,3	1,5	0,3	5,6
9 (a')	123,4	123,41	132,7	1,1	0,2	3,8
10	110	110,00	119,3	1,3	0,2	4,4
11	115	115,00	124,3	1,2	0,2	4,1
12	120	120	129,3	1,2	0,2	3,9

Таблица 2.2.4 – Построение линий расширения

№ точек	Sx, мм	Sx/ μS , мм	Ox/ μS или OA+Sx/ μS , мм	δx	Расширение, $sx \neq \delta x$	
					Px, МПа	Px/ μP , мм
8	9	10	11	12	13	14
1	0	0,00	9,3	-	-	-
2	3,0	1,61	10,9	1,0	13,8	276,0
3	5	5,00	14,3	1,3	9,9	197,0
4	10	10,00	19,3	1,8	6,8	135,7
5	30	30,00	39,3	3,6	2,8	56,0
6	50	50,00	59,3	5,4	1,7	33,5
7	70	70,00	79,3	7,3	1,2	23,3
8	90	90,00	99,3	9,1	0,9	17,6
9 (b)	106,2	106,18	115,5	10,6	0,7	14,6
10	110	110,00	119,3	10,9	0,7	14,0
11	115	115,00	124,3	11,4	0,7	13,3
12	120	120,00	129,3	11,8	0,6	12,7

Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Выводы:

1. Показано различие в перемещении поршня при повороте коленчатого вала от 0 до 90° и от 90° до 180°, которое необходимо учитывать при расчетах.

2. Проведен анализ особенностей построения индикаторных диаграмм с изохорным и смешанным подводом теплоты.

3. Построение индикаторной диаграммы со смешанным подводом теплоты учитывается расчет политропного расширения с учетом ρ степени предварительного расширения $z'z$, при этом расчет ведется от точки z до НМТ.

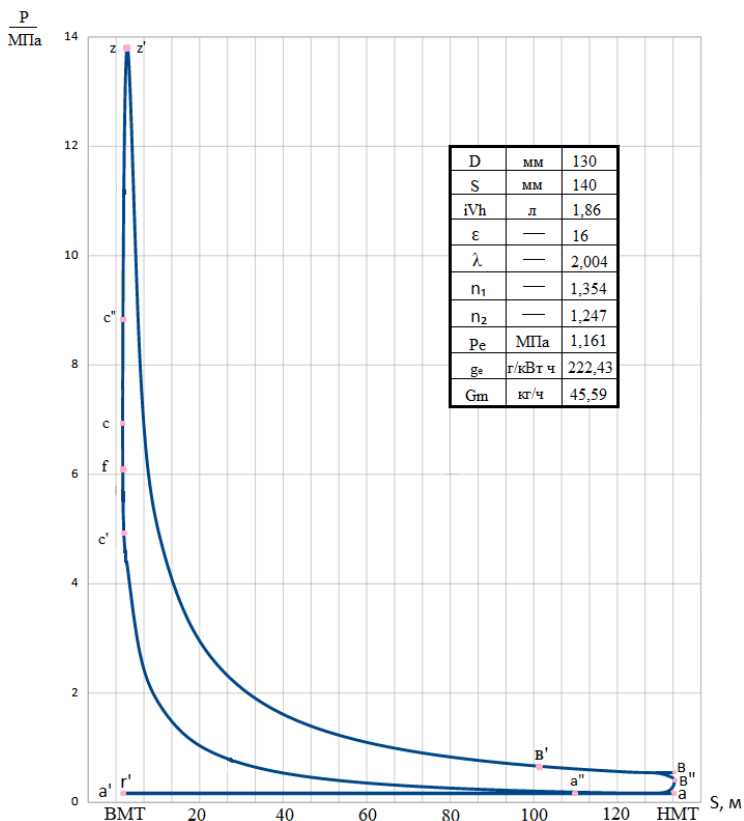


Рисунок 4 – Индикаторная диаграмма

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – Москва : Высш. шк., 2002. – 496 с.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 1Г6

Бубенщиков К.Ю., Момот К.А., Свистула А.Е.

Важным направлением обеспечения экологической безопасности является перевод части силовых установок на использование альтернативных видов топлива, прежде всего природного газа (ПГ) [1,2]. Показатели двигателя во многом зависят от работы топливоподающей аппаратуры и вида сжигаемого топлива. Одним из эффективных способов решения проблем модернизаций – это конвертирование двигателя на газовое топливо. Указанной проблеме посвящены работы А.С. Кулешова, М.А. Ильиной, Р.З. Кавтарадзе, А. М. Фролова, П.К. Сеначина [3], А.А. Брютова и др.

За основу исследования взят базовый тепловой расчет газового двигателя [2]. Отличительной особенностью предложенного расчета в данной работе является то, что процентное содержание каждого компонента в топливе рассматривается в отдельности с его характерной особенностью (теплоемкостью, теплотой сгорания и т.п.). По программе были проведены численные исследования рабочего процесса газового двигателя 1Г6, работающего на метане (таблица 1).

Таблица 1 – Исходные данные двигателя

Параметр, обозначение	Значение параметра	Единица измерения
Число цилиндров, i	6	–
Диаметр поршня, D	150	мм
Ход поршня, S	180	мм
Частота вращения базового двигателя, n	1500	мин ⁻¹
Номинальная мощность базового двигателя, N_e	130	кВт
Степень сжатия, ε	12	–
Тактность двигателя, τ	4	–

Ниже приведена блок-схема программы расчета газового двигателя с искровым зажиганием (рисунок 1).

По программе [4,5] на основе предложенной блок-схемы (рисунок 1) проведено сравнительное исследование вида топлива: газооб-

разного или жидкого. По результатам литературного анализа выявлено, что самым целесообразным вариантом использования газового топлива является метан [1]. В таблице 2 приведены полученные сравнительные результаты теплового расчета при использовании метана (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$) и дизельного топлива.

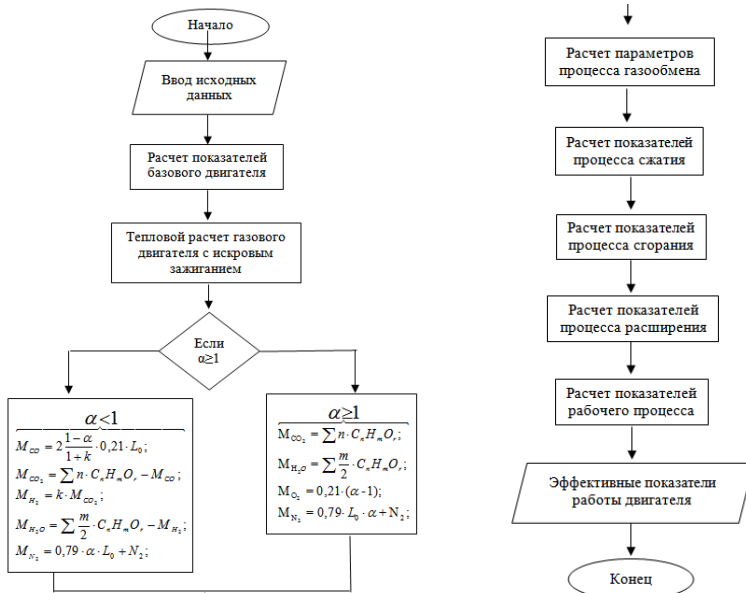


Рисунок 1 – Блок-схема программы расчета

Таблица 2 – Результаты расчетов

Показатели	Топливо	CH ₄	Данные базового дизеля
Среднее эффективное давление		0,547	0,545
Механический КПД		0,750	0,747
Эффективный КПД		0,317	–
Эффективный удельный расход газообразного топлива, м ³ /(кВт·ч)		0,336	330 г/кВт·ч
Удельный эффективный расход теплоты, кДж/(кВт*ч)		10730	13980
Эффективная мощность двигателя, кВт		130,5	130
Часовой расход газового топлива, м ³ /ч		43,74	–
Массовый расход газа, кг/ч		31,7	–
Часовой расход жидкого газа, л/ч		65,8	–

Показатели цикла газового двигателя отличаются от показателей цикла дизеля. Варьируя давлением наддува, удалось обеспечить равные мощности газового двигателя и дизеля.

Приведенным тепловым расчетом показаны перспективы конвертирования дизелей на газообразное топливо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов, обучающихся по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки 140500 «Энергомашиностроение» / А.Е. Свистула. ГОУ ВПО «Алтайский гос. технический ун-т им. И. И. Ползунова». Барнаул, 2009. – 81 с.

2. Свистула, А.Е. Конвертирование ДВС на газовое топливо: учебное пособие / А.Е. Свистула, С.В. Яковлев; ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»; Барнаул, 2016. – 107 с.

3. Сеначин, П.К. Моделирование жесткой работы газодизеля как задачи о самовоспламенении локального объема / П.К. Сеначин, Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Двигателестроение. – 1998. – № 4. – С. 16-18.

4. Тепловой расчет газового двигателя / А.Е. Свистула, Д.А. Щербаков // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018616127. Заявка №2018613222. Дата поступления 03.04.2018. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 23.05.2018.

5. Программа теплового расчета газового двигателя / А.Е. Свистула, Е.С. Ошкало // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RU 2019619082, 10.07.2019. Заявка № 2019617935 от 01.07.2019.

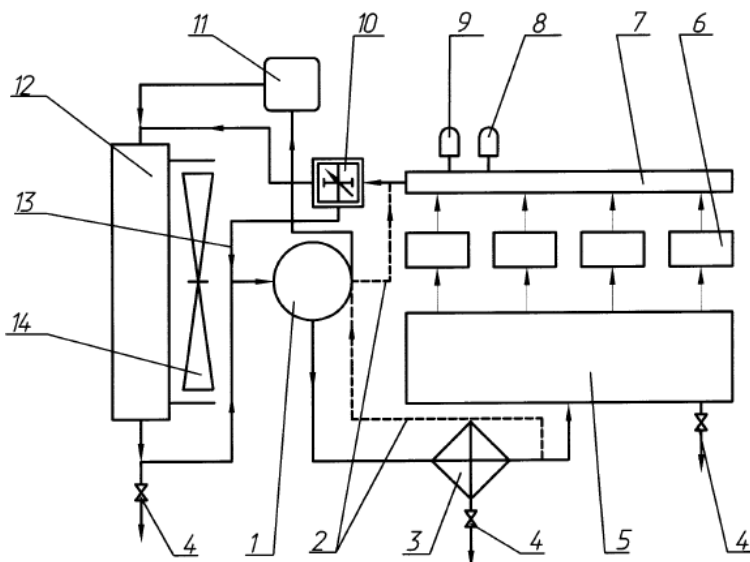
ОХЛАЖДЕНИЕ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Рашупкин М.Д., Брякотин М.Э.

Система охлаждения предназначена для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя при различных режимах его работы [1].

Модернизация системы охлаждения блока цилиндров актуальна потому, что при сгорании топливоздушной смеси выделяется значительное количество теплоты. Если принудительно не охлаждать стенки камер сгорания и цилиндров, то их температура достигнет недопустимо высоких значений, вызывающих их термическое разрушение [2].

Дизели имеют жидкостную систему охлаждения закрытого типа, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости [3].



1 – центробежный насос; 2 – трубопроводы; 3 – жидкостно-масляный теплообменник; 4 – сливные краны; 5 – рубашки охлаждения блок-картера; 6 – головка цилиндров; 7 – водяная труба; 8 и 9 – датчики температуры охлаждающей жидкости; 10 – термостатная коробка с термостатом; 11 – рубашка охлаждения пневмокомпрессора; 12 – радиатор; 13 – трубопроводы пароотводящие; 14 – вентилятор

Рисунок 1 – Блок-схема системы охлаждения 4-х цилиндровых дизелей с ЖМТ и пневмокомпрессором

Цель работы состоит в разработке новой системы охлаждения для дальнейшего успешного форсирования двигателя. Из-за чего стационарная система охлаждения не справится с текущей задачей.

Задачи: разработка новой системы охлаждения; расчёт эффективности новой системы охлаждения

В конструкцию нового блок-картера внесены следующие основные изменения по сравнению с прежней конструкцией:

Изменен подвод охлаждающей жидкости от водяного насоса в блок –картер. При этом исчезла водораспределительная труба в блок –картере (со стороны впускного коллектора), через которую осуществлялась подача охлаждающей жидкости для охлаждения гильз цилин-

дров. В новой конструкции ввод охлаждающей жидкости в блок-картер и далее ее непосредственно к гильзам цилиндров, осуществляются в средней части блок-картера со стороны выпускного коллектора.

Аннулирование водораспределительной трубы дало возможность для более целесообразного распределения металла и оребрения стенок блок-картера, что позволило увеличить жесткость (особенно в зоне газового стыка) и прочность блок-картера.

Испытания проходили в следующей последовательности: проводилась обкатка двигателя; снимались нагрузочные характеристики с измерением температур: при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне от 74 до 162 кВт; при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне от 88 до 176 кВт.

Температурное состояние гильз на верхнем уровне нагрузок приведено в таблице, изображенной на рисунке 1, при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=176 \text{ кВт}$ и таблице, изображенной на рисунке 2, при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=162 \text{ кВт}$.

Номер цилиндра	1			2			3			4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Пояс												
Средняя температура по поясу	147	118	117	139	117	114	142	118	113	153	112	121
Максимальная	152	123	125	147	120	115	151	124	117	159	124	126
Минимальная	139	112	113	126	115	114	121	110	108	142	104	115
Перепад по поясу	13	11	12	21	5	1	30	14	9	17	20	11
Точка max	1,2	4	1	3	3	1,2	1,3,4	3,4	3	1	3	4
Точка min	4	3	2,3	2	1,2	3,4	2	2	4	3	2	2

Рисунок 2 – Температурное состояние гильз на верхнем уровне нагрузок при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=176 \text{ кВт}$

Номер цилиндра	1			2			3			4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Пояс												
Средняя температура по поясу	144	117	116	133	112	111	141	115	111	148	108	118
Максимальная	148	122	126	141	116	110	148	118	118	155	120	124
Минимальная	139	111	112	122	110	113	132	107	104	139	101	112
Перепад по поясу	9	11	14	19	6	3	16	11	14	16	19	12
Точка max	1,2	4	1	3	3	2	3	3,4	3	1,2	3	4
Точка min	4	3	3	2	1	1,3,4	4	2	4	3	2	3

Рисунок 3 – Температурное состояние гильз на верхнем уровне нагрузок при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=162 \text{ кВт}$

Перепад температуры по цилиндрам в верхнем поясе на режиме $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=176 \text{ кВт}$ составил 12°C , а на режиме $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e=162 \text{ кВт}$ – 14°C .

Испытанная схема охлаждения гильз цилиндров дизеля Д3045 с опытным блок-картером (без водораспределительной трубы) является эффективной.

В связи с тем, что на 6-и цилиндровом двигателе Д-461-11И испытания не проводились, то можно предположить, что эффект охлаждения будет аналогичен двигателю Д3045.

Благодаря исследованиям, несмотря на то что испытания проводились на 4-х цилиндровом двигателе, максимально допустимая температура цилиндров в зоне остановки верхнего поршневого кольца в ВМТ не более $160... 180^\circ\text{C}$, температура от средних цилиндров увеличивается к периферии линейно, указывает на то, что максимальная температура гильз в 1 и 6 цилиндрах не будет превышать рекомендуемых величин.

Новая система охлаждения полностью удовлетворяет заданной цели, благодаря чему, появилась возможность форсировать двигатель практически в 2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петриченко, Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, 1975. – 224 с.
2. Автомобильные и тракторные двигатели. (Теория, системы питания, конструкция и расчет) / под ред. И.М. Ленина. – Москва : Высшая школа, 1969. – 656 с.
3. Дизели: справочник / под общей ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – Ленинград : Машиностроение, 1977. – 480 с.

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Мальцев В.С., Брякотин М.Э.

Рост потребления жидкого топлива на транспорте сопровождается истощением хорошо освоенных и удобно расположенных нефтяных месторождений, вследствие чего приходится осваивать новые, расположенные в труднодоступных районах. Это, в свою очередь, приводит

к удорожанию как сырой нефти, так и получаемых из нее нефтепродуктов.

Между тем, страны располагают большими запасами высококачественного моторного топлива, не требующего для использования в двигателях никакой химической переработки. Речь идет о природном газе. Как моторное топливо, природный газ в натуральном виде превосходит нефтяное топливо. При использовании его обеспечиваются высокие технико-экономические показатели в ДВС, так как природный газ имеет хорошие антидетонационные качества, создает благоприятные условия смесеобразования и обладает широкими пределами воспламенения в смеси с воздухом [1].

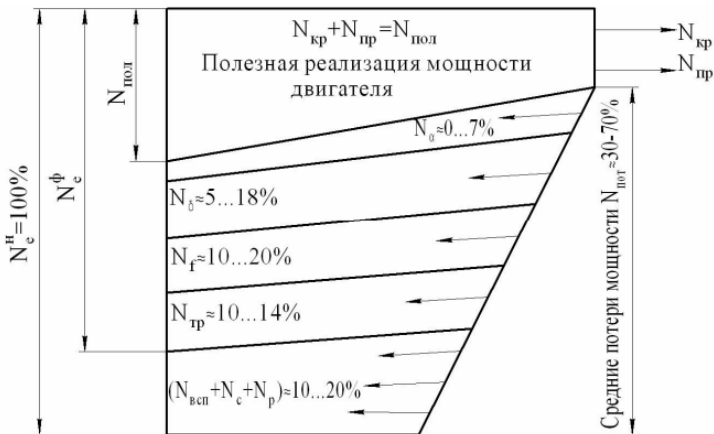


Рисунок 1 – Схема использования номинальной мощности двигателя при работе МТА [2]

Из данной схемы видно, что на полезную работу уходит от 30 до процентов мощности, остальная мощность уходит на преодоление противодействующих сил в узлах трансмиссии двигателя, буксирование трактора, его передвижение [2].

Максимальный КПД трактора с двигателем рассчитывается следующим образом. Вначале рассчитываются параметры двигателя [3]: мощность, среднее эффективное давление, средняя скорость поршня, среднее давление механических потерь, среднее давление механических потерь, среднее индикаторное давление, удельный эффективный расход топлива, коэффициент избытка воздуха, коэффициент наполнения, удельный индикаторный расход топлива. Далее по данным пара-

метрам рассчитываются КПД двигателя [4]: индикаторный КПД цикла, механический КПД, эффективный КПД двигателя. Данные расчеты проводятся несколько раз при разных оборотах, результаты расчета сводятся в таблицу и строится график. Максимальный эффективный КПД можно определить, как по таблице, определив его самое высокое значение, так и по графику таким же образом. Максимальный КПД двигателя вместе с трактором определяется умножением эффективно-го КПД двигателя на общий КПД трактора.

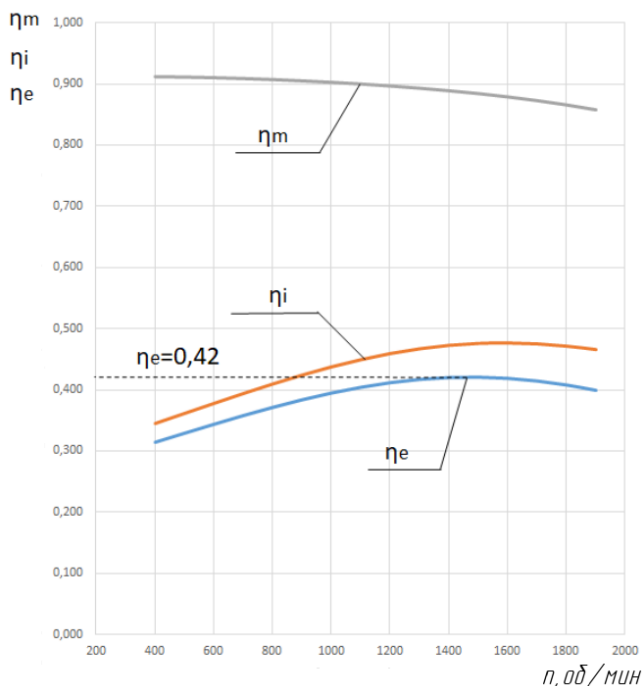


Рисунок 2 – График изменения КПД двигателя от частоты вращения коленчатого вала

Из данного графика видно, что индикаторный и эффективный КПД растут до определенных оборотов (в данном случае до 1500 мин⁻¹) и далее снижаются механический КПД уменьшается с ростом оборотов. Максимальный эффективный КПД равен 0,42.

Зная, что для колесного трактора диапазон тягового КПД η_m составляет от 0,30 до 0,73, а для гусеничного 0,40 до 0,80, то максималь-

ный $\eta_{\text{общ. max}}$ общий КПД, для данных тракторов составят 0,307 и 0,336 соответственно.

Из всего выше сказанного, следует что оценка энергетической эффективности МТА с ДВС необходима для повышения доли использования полезной работы при проведения различных механизированных операций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев, С.Ю. Минимизация энергозатрат при использовании машинно-тракторных агрегатов / С.Ю. Журавлев; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2014. – 256 с.
2. Плаксин, А.М. Энергетика машинно-тракторных агрегатов / А.М. Плаксин. – Челябинск: ЧГАУ, 2005. – 214 с.
3. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для ВУЗов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. школа, 2002. – 496 с.
4. Кулманаков, С.П. Тепловой расчет ДВС: учебное пособие / С.П. Кулманаков, С.С. Кулманаков; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул: изд-во АлтГТУ, 2016. – 96 с.

ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

Долматов А.О., Пыжанкин Г.В.

К современным двигателям внутреннего сгорания (ДВС) постоянно ужесточаются общие требования, такие как мощность, долговечность, надежность, расход топлива, выбросы токсичных составляющих и другие. В частности на тягово-динамические показатели и в целом на технико-экономические показатели машинотракторных агрегатов (МТА) существенно влияет изменение мощности и крутящего момента по скоростной характеристике ДВС.

Для показателя изменения крутящего момента применяется коэффициент приспособляемости. Это отношение максимального крутящего момента к моменту на номинальной частоте вращения, который для обычных дизелей составляет от 1,05 до 1,25, причем для быстроходных дизелей с газотурбинным наддувом этот показатель имеет меньшее значение.

Для повышения тягово-динамических показателей машинотракторных агрегатов (МТА) с ДВС, работающей в тяжелых условиях с существенным изменением нагрузки, применяется

гидродинамический или электрический привод, например, дизель-электрический трактор ДЭТ и большегрузные автомобили БелАЗ. В последнее время в основном для автомобилей стали применять полностью электропривод. Однако пока массовое применение такого привода ограничивается рядом причин, как-то отсутствие разветвленной сети станций зарядки аккумуляторов, их стоимость и ограниченный срок службы, но главное требует увеличение выработки электроэнергии, чтобы заменить энергию, вырабатываемую ДВС.

Для МТА общего назначения чаще применяется механическая трансмиссия и для расчета, например, тяговых показателей трактора [2], применяют при отсутствии реальных скоростных характеристик расчетные построенные по эмпирическим зависимостям:

– мощность:

$$N_{ei} = N_n \left[A_1 \left(\frac{\omega_{ei}}{\omega_n} \right) + A_2 \left(\frac{\omega_{ei}}{\omega_n} \right)^2 - \left(\frac{\omega_{ei}}{\omega_n} \right)^3 \right] \quad (1)$$

где A_1, A_2 – коэффициенты, зависящие от типа дизеля ($A_1 = 0,87, A_2 = 1,13$ с неразделенной камерой сгорания; $A_1 = 0,60, A_2 = 1,40$ с предкамерой; $A_1 = 0,70, A_2 = 1,30$ с вихрекамерой).

– момент:

$$M_{ei} = \frac{N_{ei}}{\omega_{ei}} \quad (2)$$

– удельный эффективный расход топлива:

$$g_{ei} = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \left(\frac{\omega_{ei}}{\omega_n} \right) + \left(\frac{\omega_{ei}}{\omega_n} \right)^2 \right] \quad (3)$$

– часовой расход топлива:

$$G_{Ti} = \frac{\omega_{ei}}{1000} \quad (4)$$

Однако в работах [3,4] показано, что для широко используемой промышленной и сельскохозяйственной техники целесообразно применение так называемых дизелей постоянной мощности (ДПМ) с увеличенным коэффициентом приспособляемости, что улучшает тягово-динамические показатели техники, упрощает трансмиссию путем сокращения количества ступеней КПП и облегчает работу водителя МТА. Анализ показывает, что на практике перевод серийного дизеля в режим работы ДПМ осуществляется снижением номинальной мощности вследствие того, что увеличение крутящего момента на уменьшен-

ной частоте вращения сопровождается работой дизеля за пределом дымления из-за снижения коэффициента избытка воздуха α ниже критического.

Сохранение номинальной мощности и крутящего момента для ДПМ требует применения комплекса мероприятий, обеспечивающих либо оптимизирующих рабочий процесс, позволяющий снизить минимальное значение α , либо увеличить расход воздуха. К данным мероприятиям можно отнести такие как: снижение гидравлических потерь системы впуска, применение регулируемых турбокомпрессоров, применение газодинамического наддува (например, [5]).

С целью анализа влияния применения ДПМ на показатели работы трактора произведен расчет тяговых показателей трактора по программе [1] с дизелями (рисунок 1) трех вариантов. Коэффициенты в формуле для удельного эффективного расход топлива оставался неизменным.

Сравнительный расчет производился для трактора при неизменных данных: вес, передаточные числа трансмиссии, диаметр ведущих колес, сцепление движителя с почвой и других. Результаты расчетов представлены соответственно на рисунках 2, 3, 4. Для наглядности представлена часть графиков, где показана только потенциальная характеристика.

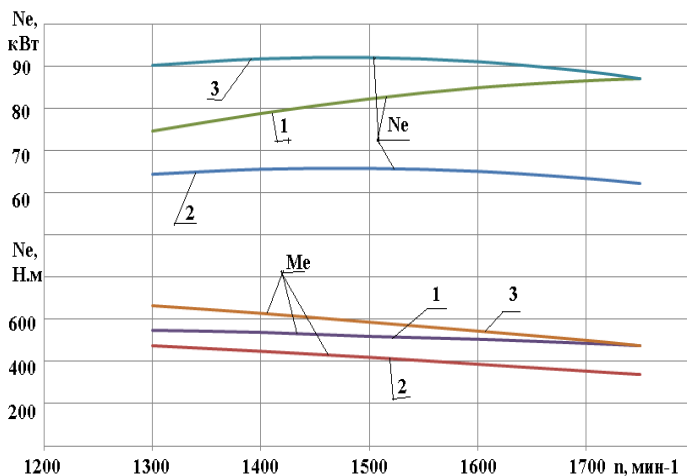


Рисунок 1 – Скоростные характеристики дизеля

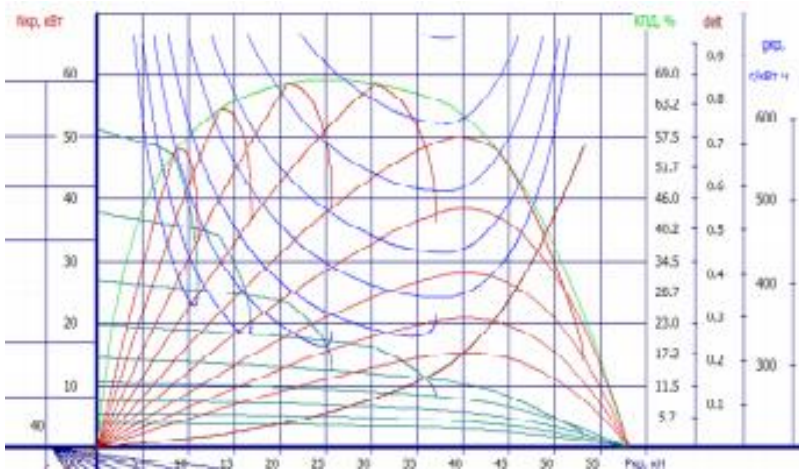


Рисунок 2 – Тяговая характеристика, вариант 1: $A_1 = 1,80$, $A_2 = 1,13$ при номинальной мощности $N_e=87$ кВт, частоте вращения $n=1700$ мин⁻¹ и увеличении крутящего момента при $n=1300$ мин⁻¹ на 16%

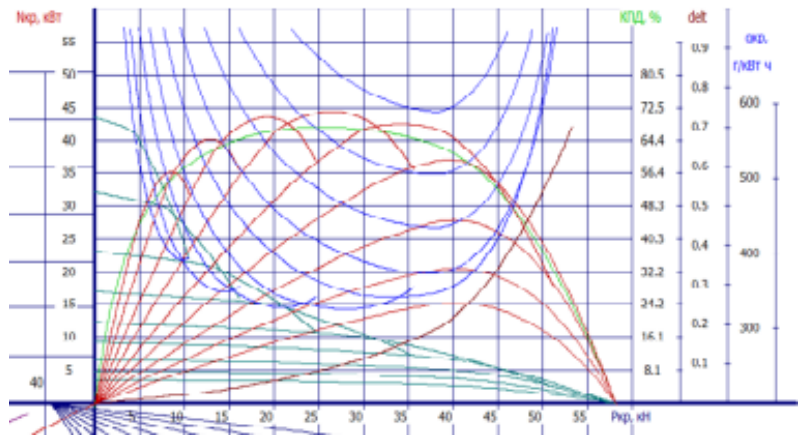


Рисунок 3 – Тяговая характеристика, вариант 2: $A_1 = 0,87$, $A_2 = 0,20$ при снижении номинальной мощности $N_e=62,1$ кВт, частоте вращения $n=1700$ мин⁻¹ и сохраненном крутящем моменте на $n=1300$ мин⁻¹ и увеличении от номинального на 40%

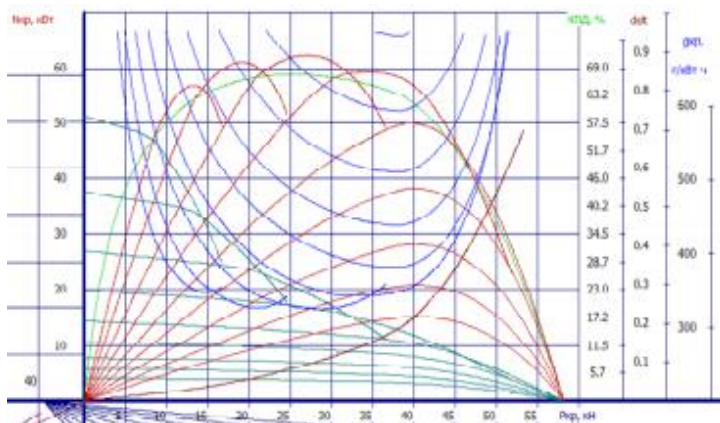


Рисунок 4 – Тяговая характеристика, вариант 3: $A_1 = 0,87$, $A_2 = 0,20$ при сохранении номинальной мощности $N_e=87$ кВт при частоте вращения $n=1700$ мин⁻¹ и увеличении крутящего момента при $n=1300$ мин⁻¹ на 40%

На основе проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- потенциальная тяговая характеристика трактора со сниженной номинальной мощностью вариант 2 по сравнению с вариантом 1 соответственно уменьшилась, однако, диапазон перехода с одной передачи на другую расширился;
- потенциальная тяговая характеристика трактора с сохраненной номинальной мощностью вариант 3 по сравнению с вариантом 1 соответственно не изменилась, при этом диапазон перехода с одной передачи на другую расширился;
- для МТА целесообразно применение ДПМ, позволяющее расширить диапазон перехода с одной передачи на другую, соответственно улучшения тяговой характеристики трактора и возможностью уменьшения количества передач трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коростелев, С.А. Тяговый расчет трактора (TractorSolvar) / С.А. Коростелев // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2004611126 от 06.05.04
2. Коростелев, С.А. Проектный тяговый расчет сельскохозяйственных тракторов с применением ЭВМ: методические указания для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические

средства» / С.А. Коростелев Л.Н. Беседин // Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2014. – 25 с.

3. Кригер, В.Л. Разработка общих принципов создания двигателей постоянной мощности и реализация их для дизелей типа ЧН13/14 : дис. канд. техн. наук / В. Л. Кригер. – Барнаул, 1990. – 222 с.

4. Матиевский, Г.Д. Исследование внешней скоростной характеристики дизеля для анализа показателей работы на режимах постоянной мощности / Г.Д. Матиевский, А.Н. Любимов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – №2. – 2011. – С. 260 – 267.

5. Двигатель внутреннего сгорания : а. с. 1377426 СССР МКИ F 02 B 27 / 00 / Д.В. Давыденко, Г.В. Пыжанкин ; заявитель и патентообладатель Алт. гос. тех. ун-т. – № 4094874/25 – 06 ; заявл. 28.07.86 ; опубл. 29.02.88, Бюл. № 8. – 3 с.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДО-ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОГ

Мартынов Д.С., Щербак К.А., Свистула А.Е.

К преимуществам водо-топливных эмульсий можно отнести: уменьшается нагарообразование, повышается надежность работы цилиндропоршневой группы, газо-выпускного тракта, топливной аппаратуры, увеличивается срок между очистками топливных фильтров; с уменьшением температуры выпускных газов снижается теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы, скорость загрязнения смазочного масла; снижается токсичность отходящих газов.

К недостаткам водо-топливных эмульсий можно отнести: уменьшение смазывающей способности, что увеличивает механический износ трущихся деталей силового агрегата. Нестабильность эмульсии. Вода и топливо могут со временем расслаиваться. А появление в топливной смеси свободной воды приводит к неполному сгоранию топлива, образованию ледяных пробок в топливопроводе и форсунках при отрицательных температурах, кавитационным процессам в камере сгорания, ускоренной коррозии деталей двигателя. Наличие солей в воде приводит к откладыванию их на поверхностях камеры сгорания, увеличивая абразивный износ.

В нашей стране исследуется возможность применения в качестве моторного топлива водно-топливных эмульсий (ВТЭ), позволяющих повысить экономичность двигателей и снизить токсичность отработавших газов. Удорожание жидкого топлива и возрастание нагрузки на окружающую среду продуктами его сгорания приводит к необходимо-

сти поиска путей его экономии и способов сжигания, обеспечивающих уменьшение выбросов вредных веществ. Одним из таких путей является применение в качестве моторного топлива водо-топливных эмульсий (ВТЭ) [1,2]. По сравнению с обычным дизельным топливом использование гомогенизированной водно-топливной смеси позволяет повысить коэффициент сжигания топлива и уменьшить вредные выбросы в атмосферу (рисунок 1, 2). Механизм этого эффекта объясняется следующим. Дизельное топливо, поступая в камеру сгорания, распыляется форсункой. Дисперсность капель дизельного топлива составляет 0,03...0,1 мм. Если в такой капле топлива находятся включения более мелких капель воды с дисперсностью около 1...5 мкм, то, попадая в область высокой температуры в цилиндре двигателя, капли взрываются, разрывая частицы топлива на множество более мелких частиц, образуя «вторичный распыл». Это обусловлено большей разницей температур кипения топлива (200...360°С) и воды (100°С) [1,2].

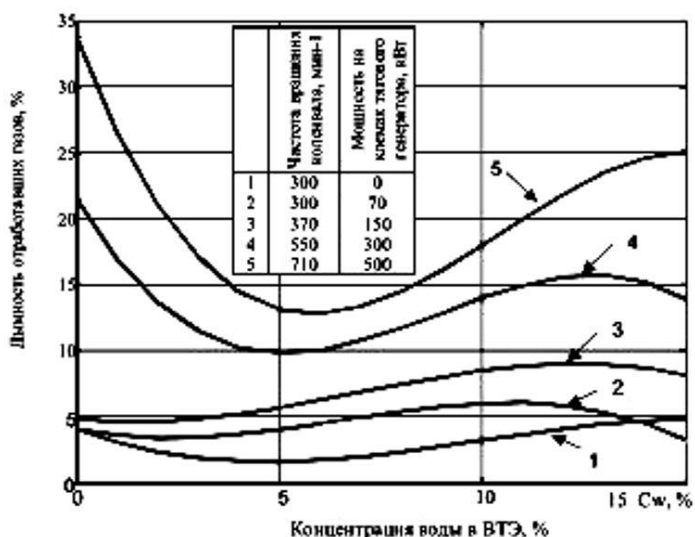


Рисунок 1 – Зависимость дымности отработавших газов от концентрации воды в ВТЭ при реостатных испытаниях дизеля ПД-1М тепловоза ТЭМ-2

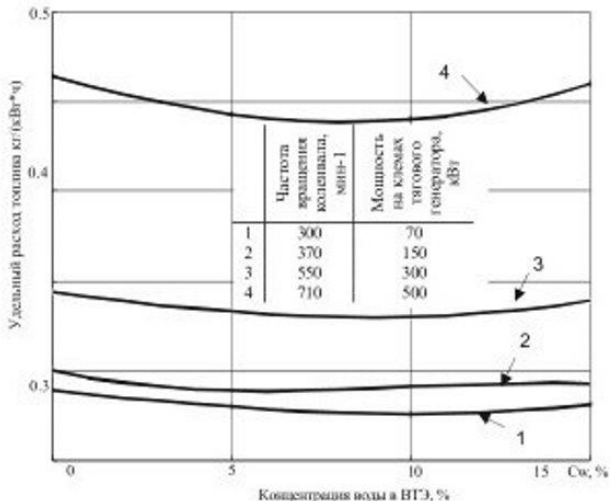


Рисунок 2 – Зависимость удельного расхода топлива от концентрации воды в ВТЭ при реостатных испытаниях дизеля ПД-1М тепловоза ТЭМ-2

Показатели токсичности не превышают соответствующих ПДК в диапазоне допустимых C_w . Оптимальная концентрация-точка минимума статической характеристики удельного расхода топлива (рисунок 3).

Показатели токсичности не превышают соответствующих ПДК в некотором интервале изменения C_w , включающем интервал экстремального поведения кривой расхода чистого топлива (рисунок 4).

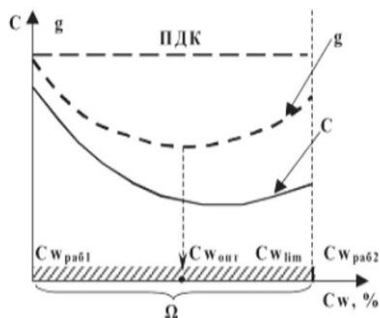


Рисунок 3 – Показатели токсичности в диапазоне допустимых C_w

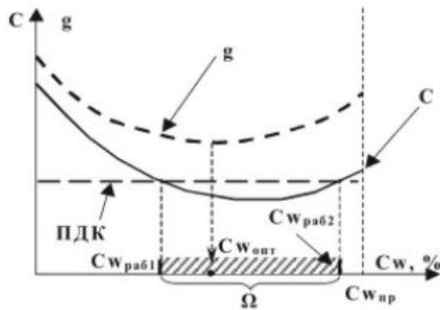
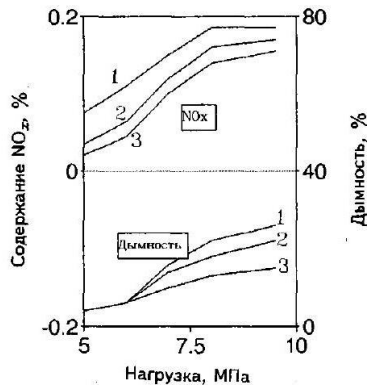


Рисунок 4 – Показатели токсичности в интервале изменения C_w



1 – топливо Л; 2 – ВТЭ, содержащая 10% воды; 3 – ВТЭ, содержащая 20% воды
Рисунок 5 – Зависимость дымности и эмиссии NO_x от нагрузки при испытаниях двигателя ЗИЛ – 645

На основе анализа этих данных можно сделать следующие общие выводы о характере изменения показателей токсичности и экономичности в зависимости от количественного соотношения компонентов эмульсии (рисунок 5): при изменении концентрации воды в ВТЭ показатели токсичности ОГ (CO , дымность и т.д.) в установившихся режимах (при фиксированной нагрузке) монотонны или имеют экстремальное поведение с одной точкой экстремума (выпуклость функций статических характеристик), характер монотонности (возрастание или убывание) зависит от конструкции топливной аппаратуры, типа двигателя и др; показатель экономичности (удельный расход топлива при фиксированной мощности) имеет экстремальный характер в зависимо-

сти от концентрации воды в ВТЭ с участком минимального удельного расхода в некотором интервале изменения C_w ; в силу ряда физико-химических особенностей сгорания ВТЭ в ДЭУ точки экстремума статических характеристик по экономическим и экологическим показателям не совпадают [3,4].

ЛИТЕРАТУРА

1 Промтов, М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика / М. А. Промтов – Москва, Издательство «Машиностроение», 2001.

2 Кормилицын, В.И., Повышение экономичности сжигания топлива в паровых котлах изменением характеристик топливного факела в топке. Энергосбережение и водоподготовка / В.И. Кормилицын, М.Г. Лысков, С.С. Ромакин, В.П. Рудаков, О.В. Шмырков – Казань, Издательство «Молодой ученый», 2017.

3 Матиевский, Д.Д. Анализ воздействия присадки воды к рабочему телу в дизеле на показатели цикла и индикаторный КПД / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, А. Тактак // Вестник алтайской науки. – 2004. – № 1. – С. 234-237.

4 Свистула, А.Е. Снижение сажевыделения и расхода топлива в дизеле присадкой газа и воды к топливу / Свистула А.Е. // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 95-104.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ И ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Гранкин И.В., Свистула А.Е.

Для внутригородского автотранспорта в ближайшее время нет более экологически чистой и недорогой альтернативы электромобилям [1].

Электромобиль – автомобиль, приводимый в движение одним или несколькими электродвигателями с питанием от автономного источника электроэнергии (аккумуляторов, топливных элементов и т. п.), а не двигателем внутреннего сгорания.

Принцип работы электромобиля – это преобразование химической энергии батареи в электричество, которое создает вращательный момент ротора в токопроводящей обмотке электродвигателя, который в свою очередь передает его колесам.

Батарея – главный компонент электромобиля. Она обеспечивает электричеством тяговый электромотор и аксессуары транспортного средства.

При оценке экологических характеристик учитывать следует весь жизненный цикл электромобилей – от этапа производства до утилизации, в том числе процессы пополнения энергией и обслуживания машин [2,3].

Выбросы парниковых газов и ядовитых соединений в воздух при переходе на электротранспорт на самом деле несколько не уменьшаются, хотя на самом деле загрязняют воздух уже не машины на электрической тяге, а тепловые электростанции, которые производят энергию для зарядки автомобильных аккумуляторов для них. Хотя КПД электростанций выше, чем аналогичный показатель двигателей внутреннего сгорания, всё же КПД силовой установки электромобилей также далёк от 100% с учётом невысокой эффективности аккумуляторов, потерь на преобразовании энергии для зарядки батарей и обеспечения работы машин. Выбросы имеют место, просто меняется их источник – вместо выхлопных труб автомобилей дополнительный объём загрязнений воздуха исходит из труб электростанций.

Если мы рассмотрим два основных способа первичного производства лития, то для получения одной его тонны требуется 250 тонн минеральной руды сподумен или 750 тонн обогащенного минералами рассола. Переработка огромного количества сырья при производстве лития приводит к значительному негативному воздействию на окружающую среду. Напротив, для вторичного производства 1 тонны лития потребовалось бы только 28 тонн использованных литий-ионных батарей (около 256 батарей).

Негативное влияние производства литий-ионных батарей на окружающую среду может быть значительно уменьшено, если повысить степень извлечения материалов из аккумуляторных батарей с истекшим сроком эксплуатации.

Рециркуляция литий-ионных батарей (рисунок 1), в основном, происходит при помощи плавления батарей до шлака, а затем используются методы химического разделения, которые восстанавливают некоторые металлы, такие как кобальт [1]. Данный метод подразумевает пиро- и гидрометаллургические процессы, которые являются энергоёмкими и производят побочные токсичные газы, а извлекаемые материалы часто имеют низкое качество.

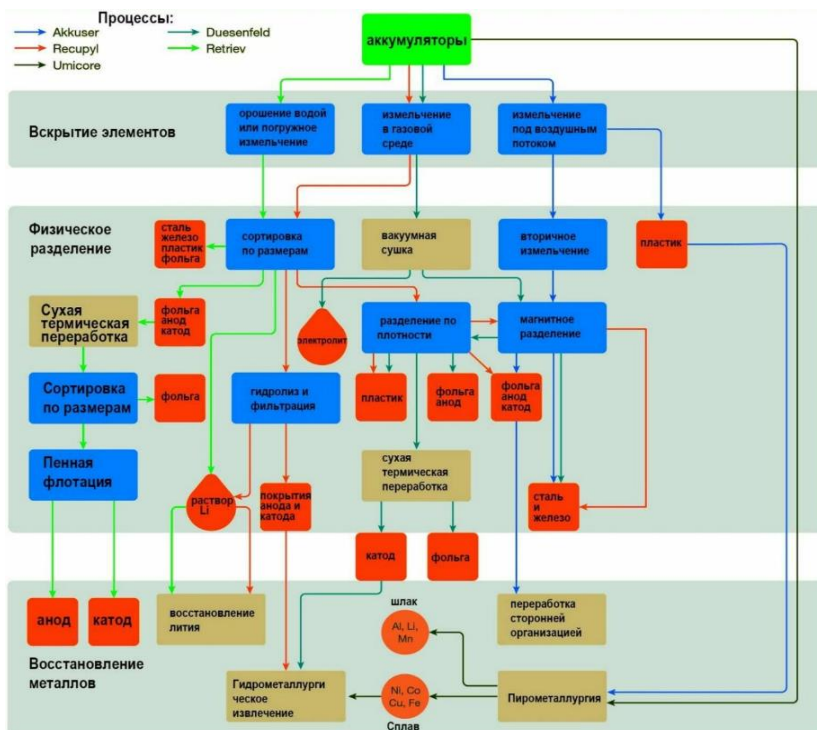


Рисунок 1 – Схема рециркуляции литий-ионных батарей

Предприятия данной отрасли выбрасывают в окружающую среду значительно большее количество токсичных отходов, чем обычные, при производстве машин на электротяге в атмосферу также выходит в два раза больше парниковых газов, это оказалось связано с повышенным энергопотреблением по ряду технологических причин. Только на производство одного электромобиля расходуется энергия, эквивалентная сжиганию 10 тыс. литров бензина, а такой объём достаточен для поездки обычной машины среднего класса на весь период её эксплуатации. Основная доля энергозатрат и токсичных выбросов приходится на выпуск аккумуляторов. Даже на этапе производства электромобилей риски экологических последствий в районах размещения заводов, таких, как кислотные дожди и сокращение биоресурсов, гораздо выше, чем для обычных автостроительных предприятий.

Таким образом, преимущество электромобилей:

- экономия на топливе;
- малое загрязнение окружающей среды;
- отмена для владельцев налогов, платы за парковку и др.;
- электромобили могут заряжаться не только от сети, но и от других источников;
- тишина: двигатель работает беззвучно;
- меньше технологически сложных узлов;
- меньшие затраты на обслуживание.

Недостатки электромобилей:

- высокая стоимость аккумуляторной батареи;
- сравнение в пробеге электромобиля до полного исчерпания заряда батареи с типичным автомобилем значительно уступает показателям обычного автомобиля до исчерпания запасов топлива в баке;
- безопасность электромобиля ниже обычного авто, так как он имеет облегченный вариант конструкции;
- техническое обслуживание сулит быть проблематичным, ввиду малого количества деталей на рынке и специально обученного персонала;
- скорость обычно ограничивают в целях экономии заряда;
- утилизация (аккумуляторы содержат опасные химические компоненты; хранение аккумуляторов в условиях минусовой температуры приводит к их порче (вследствие этого снижается запас хода в 2-3 раза);
- отсутствие инфраструктуры обслуживания (малое количество заправочных станций, станций ТО);
- «заправка» электромобиля происходит в разы медленнее, чем у авто с ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трескова, Ю.В. Электромобили и экология. Перспективы использования электромобилей / Ю.В. Трескова. – Текст : непосредственный // Молодой ученый. – 2016. – № 12 (116). – С. 563-565.
2. Электромобили. Новости. – Первый электромобильный портал. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://autotesla.com/category/uncategorized/>
3. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул, 2009. – 81 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОВЫХ ТОПЛИВ НА АВТОТРАНСПОРТЕ

Неупомнящих А.Ю., Кулманакон С.П.

В последние годы осуществляются крупномасштабные мероприятия по дальнейшему улучшению структуры топливно-энергетического баланса за счет снижения в нем доли нефти как топлива и замены её газом. В условиях стабилизации добычи нефти, значительного увеличения затрат на её добычу, необходимости сохранения запасов нефти на более длительные сроки использования альтернативных видов топлива является важнейшей народнохозяйственной задачей.

Двигатели современных автомобилей могут функционировать на двух разновидностях газа:

- пропан-бутан – сжиженный газ, побочный нефтепродукт, полученный в результате переработки нефти;
- метан – природный газ, который не подвергается сжижению.

В настоящее время осуществляются мероприятия по переводу части автомобилей на сжиженный нефтяной и сжатый природный газы, созданию технических средств для применения на транспорте криогенного топлива – сжиженного природного газа.

При работе автомобильного двигателя на газообразном топливе происходит более полное сгорание газозвушной смеси, что сопровождается снижением загрязнения окружающей среды токсичными компонентами отработавших газов, уменьшением нагарообразования и расхода моторного масла, увеличением моторесурса двигателя.

Использование КПГ на автотранспорте имеет ряд положительных качеств:

- отсутствие разжижения и уменьшение загрязнения моторного масла повышает срок его службы, в результате расход масла уменьшается на 10-15% по сравнению с бензиновыми двигателями;
- значительное снижение нагара на деталях цилиндропоршневой группы увеличивает моторесурс двигателя в среднем на 35-40%;
- срок службы свечей зажигания увеличивается на 40%;
- снижается выброс вредных веществ, особенно CO, с отработавшими газами, а также шумность работы двигателя;
- при работе двигателя автомобиля по газодизельному циклу в 3-4 раза уменьшается выброс твердых частиц с отработавшими газами и значительно снижается содержание канцерогенных веществ.

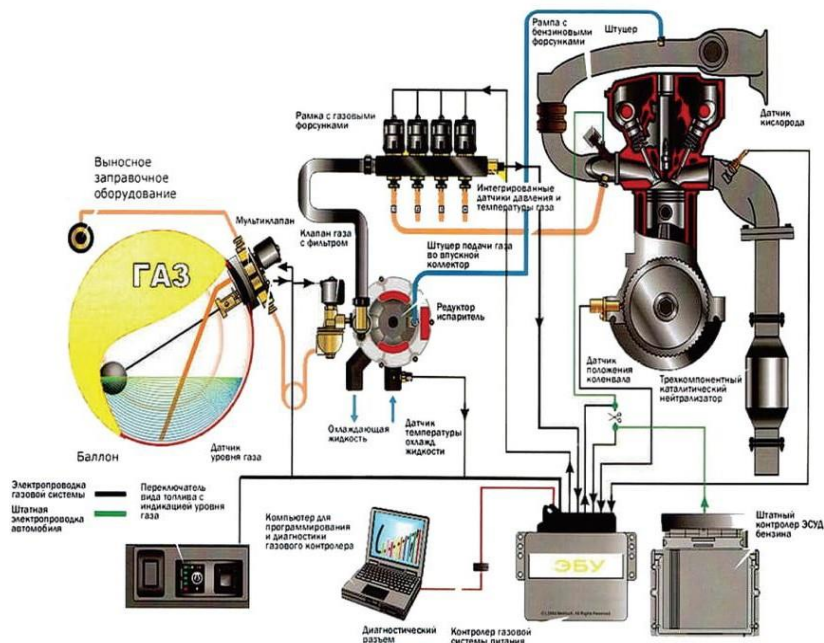


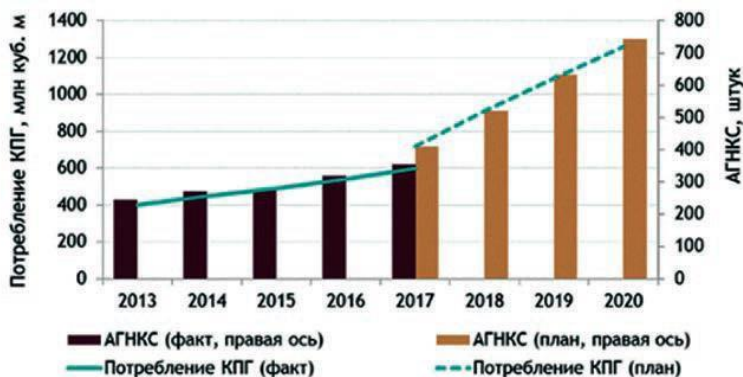
Рисунок 1 – Схема работы газобаллонного оборудования

Наряду с положительными качествами перевод автотранспортных средств на КПП имеет и ряд недостатков:

- время разгона автомобиля увеличивается на 24-30%;
- максимальная скорость уменьшается на 5-6%;
- затруднена эксплуатация грузовых автомобилей с прицепом;
- дальность езды на одной заправке газом не превышает 65% дальности езды на одной заправке нефтяным топливом.
- из-за наличия дополнительной газобаллонной аппаратуры трудоемкость технического обслуживания и ремонта увеличивается на 4-6%.

Указанные преимущества и недостатки КПП как топлива для автотранспорта в известной мере определяют и область применения газобаллонных автомобилей. Газобаллонные автомобили наиболее эффективны при внутригородских перевозках, при обслуживании предприятий торговли, быта, связи и других учреждений, когда сам характер перевозимых грузов не требует полностью использовать макси-

мальную грузоподъемность автомобилей. Весьма эффективно использование КПП для городских автобусов большого и особо большого класса, а также легковых автомобилей служебного пользования.



Факт – Минэнерго России, План – госпрограмма «Энергоэффективность и развитие энергетики»

Рисунок 2 – Потребление КПП и количество автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС) в России

Рассмотрим физико-химические свойства сжатого природного газа для двигателей внутреннего сгорания. Природный газ, состоящий в основе своей из метана CH_4 (от 82% до 98% с небольшой примесью этана C_2H_6 (до 6%), пропана C_3H_8 (до 1,5%) и бутана C_4H_{10} (до 1,0%), в силу своих физико-химических свойств удовлетворяет большинство требований, предъявляемых к топливу для автомобилей:

- обладает хорошей смешиваемостью с воздухом для образования однородной горючей смеси;
- имеет высокую калорийность горючей смеси и высокое октановое число (ОЧМ>102-105 ед.), что не допускает детонационного сгорания в цилиндрах двигателя и позволяет использовать высокие степени сжатия;
- обеспечивает минимальное количество веществ, вызывающих коррозию поверхностей двигателей, окисление и разжижение моторного масла в картере двигателя;
- обеспечивает минимальное образование токсичных и канцерогенных веществ в продуктах сгорания;
- обладает способностью сохранять стабильность компонентного состава, физико-химические и моторные свойства;

– имеет минимальное содержание смолистых веществ и механических примесей, способствующих нагарообразованию и загрязнению систем питания и зажигания двигателя.

К недостаткам природного газа следует отнести следующие:

– наличие низкого цетанового числа ($ЦЧ=10$) и, следовательно, плохой воспламеняемости ($640-680^{\circ}\text{C}$) по сравнению с нефтяным топливом (например, у бензина – $270-330^{\circ}\text{C}$);

– уменьшенная по сравнению с жидким нефтяным топливом скорость горения;

– меньшая плотность газовой среды по сравнению с плотностью воздуха.

Сравнивая с бензиновым двигателем, можно сказать, что двигатель, работающий на бензине, выбрасывает сравнительно легко окисляющиеся вещества – этил и этилен, а газовый двигатель – метан, который из всех предельных углеводородов наиболее устойчив к окислению. Газовое топливо сгорает полнее бензина, и поэтому концентрация окиси углерода в выхлопе автомобиля на газу в несколько раз ниже, чем в выхлопе бензинового автомобиля.

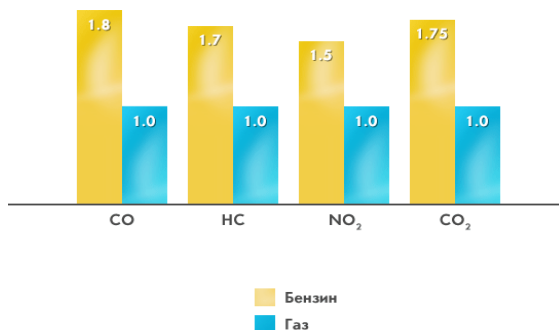


Рисунок 3 – Сравнение показателей вредных выбросов газового и бензинового двигателя

ЛИТЕРАТУРА

1. Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на компримированном природном газе. РД 03112194–1095–03 (утв. Минтранс РФ).

2. ИЛАС: Платформа очного образования: сайт. – Барнаул, 2020. – URL: <http://lms.altstu.ru> (дата обращения: 07.06.2022). – Режим доступа: для зарегистрированных пользователей.

3. Что такое ГБО в автомобиле: расшифровка, виды, устройство, стоит ли устанавливать газобаллонное оборудование – Текст : непосредственный // – URL: . <https://motorist.guru/tyuning/gbo-chto-eto-takoe-v-avtomobile.html> / (дата обращения: 07.06.2022).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ 4-КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 4ЧН 13/14

Бобровский Д.С. Герман Е.А.

Механизм газораспределения предназначен для своевременного впуска топливно-воздушной смеси и выпуска отработавших газов. Клапанный механизм газораспределения в двигателях внутреннего сгорания получил наибольшее распространение в связи со своей простотой и надежностью. Во всех четырехтактных двигателях с клапанным механизмом газораспределения присутствуют, как минимум, два клапана, один из которых предназначен для впуска топливно-воздушной смеси (воздуха), второй – для выпуска отработавших газов.

Увеличение количества клапанов позволяет улучшить их пропускную способность, что влияет на горение, объемную эффективность и, в конечном итоге, на выходную мощность, но при этом требует большего внимания относительно конструкции и материала клапанов. На основании перечисленных фактов можно считать данную тему актуальной для специалистов, проектирующих двигатели внутреннего сгорания.

Клапанный механизм газораспределения состоит из шестерни, передающей движение от коленчатого вала; распределительного вала, который служит для своевременного открытия и закрытия клапанов; толкателей; клапанных пружин; штанг; коромысел; клапанов. Составной частью распределительного вала являются кулачки. При повороте вала, кулачки путем набега давят на толкатели, открывая клапана, а клапанная пружина их закрывает. В зависимости от расположения клапанов и распределительного вала, привод может осуществляться либо напрямую через толкатель, либо при помощи штанг и коромысел (рисунок 1).

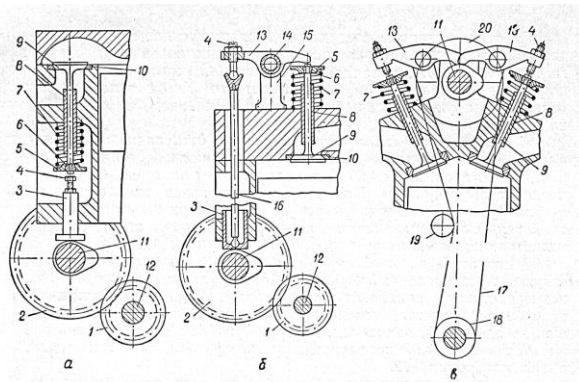


Рисунок 1 – Схемы ГРМ

Газораспределительный механизм имеет множество вариаций исполнения, его можно разделить на виды по следующим признакам:

- по расположению распределительного вала;
- по количеству распределительных валов;
- по расположению клапанов;
- по управлению газораспределением.

Изначально все клапанные механизмы газораспределения имели нижнее расположение распределительного вала. В дальнейшем, для избавления от длинных толкателей, ограничивающих возможность форсирования двигателя, распределительные валы стали размещать в головке блока цилиндров.

При нижнем расположении привод вала осуществляется с помощью шестерни коленчатого вала и шестерни самого распределительного вала. Достоинствами такого расположения являются простота конструкции и компактность двигателя. Недостатками являются большая масса движущихся деталей и меньшая жесткость клапанного узла, что может привести к росту колебаний.

При верхнем расположении шестерни соединены зубчатым ремнем, цепью, либо при помощи дополнительных валов с шестернями. Недостатком является большая высота двигателя по сравнению с нижним расположением распределительного вала.

Количество распределительных валов зависит от компоновки двигателя. Если двигатель рядный с двумя или тремя клапанами на цилиндр, то используется, обычно, только один вал. Один вал также может устанавливаться и на четырехклапанный цилиндр, но чаще всего ис-

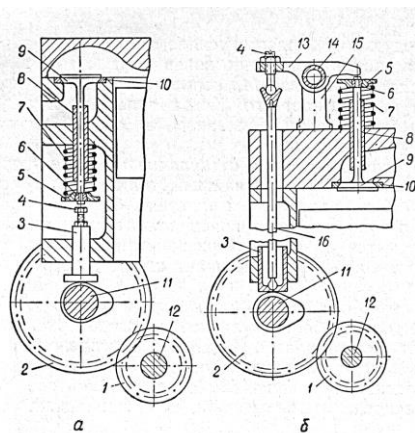
пользуют два вала, как и для большего количества клапанов. Для V-образных и оппозитных двигателей устанавливают либо один вал в развале блока, либо два распределительных вала на каждую головку блока.

По расположению клапанов двигатели подразделяют на нижнеклапанные (расположенные сбоку от цилиндра), верхнеклапанные и смешанное расположение клапанов.

Верхнеклапанные цилиндры характерны для дизельных двигателей, так как относительно малый объем камеры сгорания, из-за высокой степени сжатия, конструктивно не допускает расположения клапанов сбоку цилиндра.

При нижнем расположении клапанов их привод осуществляется распределительным валом, который находится в одном картере с коленчатым валом, что упрощает систему смазки, отсутствуют промежуточные передаточные звенья, такие как коромысла, штанги, рычаги. Недостатком такого расположения является снижение характеристик двигателя. Это связано со сложным путем топливно-воздушной смеси (воздуха), поток которой меняет направление движения при входе в цилиндр, из-за чего значительно ухудшается наполнение цилиндров.

При верхнем расположении клапанов характеристики двигателя повышаются, за счет повышения компактности камеры сгорания и уменьшения поверхности охлаждения. С данным расположением клапанов можно повысить степень сжатия, по сравнению с нижнеклапанным цилиндром, что положительно сказывается на индикаторном КПД.



а – верхнее расположение клапанов; б – нижнее расположение клапанов

Рисунок 2 – Схема расположения клапанов

Дизельные двигатели типа 4ЧН 13/14 (Д-3040 Алтайский моторостроительный завод) имеют верхнее расположение клапанов с нижним расположением распределительных валов. На каждый цилиндр приходится по четыре клапана. Привод клапанов осуществляется путем вращения распределительного вала с помощью шестерен. Кулачки вала набегают на толкатель, который придает штанге усилие, при этом усилие передается на коромысло, которое нажимает на клапана, открывая их. Закрытие клапанов происходит при помощи клапанной пружины.

Переход на конструкцию с четырьмя клапанами имеет преимущества. Суммарная площадь двух одноименных клапанов больше, чем площадь одного клапана (рисунок 3). Из-за большей площади повышается проходное сечение клапанов, что увеличивает наполнение цилиндров воздухом. Повышаются также выходные характеристики, такие как мощность двигателя и крутящий момент

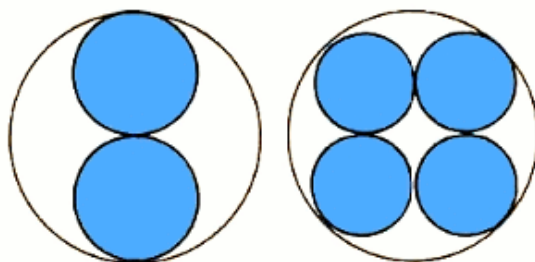


Рисунок 3 – Компоновка 2 и 4 клапанов в головке цилиндра

Площадь проходного сечения клапана рассчитывается по формуле:

$$f_{\text{кл}} = \pi \cdot \left(d_{\text{к}} + \frac{h_{\text{к}}}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \cdot h_{\text{к}} \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр клапанной тарелки;

$h_{\text{к}}$ – подъем клапана;

α – угол фаски.

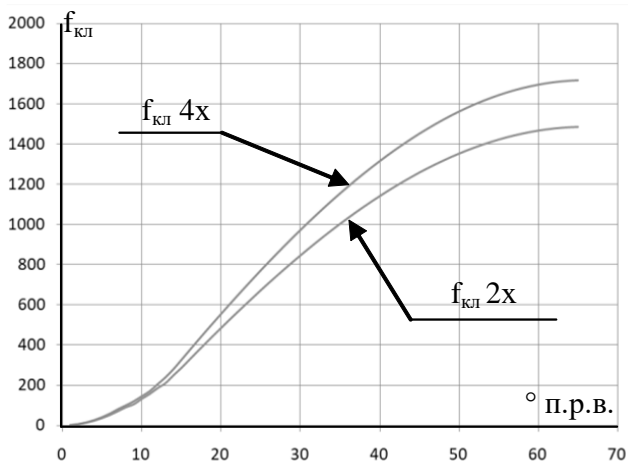


Рисунок 4 – Суммарное проходное сечение впускных клапанов для 2 и 4 клапанной головки дизеля типа 4ЧН 13/14

На рисунке 4 представлены расчеты проходного сечения в седле впускного клапана для 2 клапанной головки и суммарная площадь сечения двух впускных клапанов для 4 клапанной головки. Из графиков можно заключить, что проходное сечение четырехклапанного механизма газораспределения больше на 15% чем у двухклапанного.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Дьяченко, В. Газообмен в ДВС / В. Дьяченко. – Киев : УМКВО, 1989. – 201 с.
2. Какие преимущества имеет двигатель с верхним расположением клапанов [Электронный ресурс] // Всё о двигателе : сайт. URL: <https://avtika.ru/kakie-preimuschestva-imeet-dvigatel-s-verhnem-gaspolozheniem-klapanov/> (Дата обращения 19. 05. 2022).
3. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин. – М.: Машиностроение, 1990. – 289 с.
4. Свистула, А. Е. Двигатели внутреннего сгорания : учебное пособие / А.Е. Свистула; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2012. – 81с.
5. Фомин, А. Четыре клапана на цилиндре / А. Фомин // За рулём. – 1993. – № 2. – 54 с.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ

Булкин Д.П., Кузьмин А.Г.

Надежность современных автотракторных ДВС во многом зависит от прочности его основных деталей. Детали двигателя, в свою очередь, испытывают различные типы нагрузок, основными из которых являются тепловые и динамические. Динамические нагрузки на некоторые детали носят циклический характер с различной частотой и амплитудой, в результате действия которых в деталях могут возникать напряжения одновременно крутильные, изгибные, растяжения-сжатия. Тепловые нагрузки связаны с градиентами температур и вызывают тепловые напряжения. Всевозможные концентраторы напряжений в деталях сложной формы создают дополнительные напряжения, которые необходимо учитывать при расчетах. Многие детали, совершая возвратно-поступательное и вращательное движения, подвержены износу. Все это, в сочетании с другими факторами, снижает прочность двигателей.

Существующие методы расчета деталей двигателя на прочность позволяют с достаточной степенью точности определить возникающие в них напряжения и рассчитать запасы прочности с учетом влияния факторов, снижающих прочность деталей.

В современных реалиях существуют различные методы расчетов деталей на прочность, в учебном процессе применяется «старинный» расчет по одномерной модели. Допускается также расчет при помощи различных программных обеспечений методом конечных элементов. Наиболее достоверного метода из всех предложенных не найдено и специалистами рекомендуется выполнять оба расчета, а потом проводить анализ и сравнение.

В данной работе будет проводиться расчёт основных деталей двигателя, а именно, поршня и поршневого пальца методом конечных элементов. Данные детали двигателя выбраны неслучайно, расчёт базовых деталей по одномерной модели показал, что базовая конструкция поршневого пальца не выдерживает напряжений, которые возникают при заданной степени форсировки двигателя. Поэтому было принято решение о внесении изменений в конструкцию поршневого пальца и поршня (без изменения их основных габаритных размеров) для уменьшения нагрузок и обеспечения адекватного запаса прочности.

Расчёт проводится для деталей с уже изменённой конструкцией и будет сравниваться с результатами по одномерной модели, также изменённой конструкции.

Так как изменение основных габаритных размеров, таких как внешний диаметр поршневого пальца или, например, диаметр поршня ведёт к глобальным изменениям конструкции многих других деталей и ставит под вопрос общую конструкцию двигателя, унификацию многих других деталей, то такие изменения не желательны.

Поэтому было принято решение на переход на «равнопрочную» конструкцию поршневого пальца. Равнопрочная конструкция поршневого пальца представляет собой изменение внутреннего диаметра в наиболее нагруженных местах. Там же, где нагрузка минимальна, допускается увеличение диаметра внутреннего отверстия.

У поршневого пальца наиболее нагружено центральное сечение, поэтому часть, которая находится не в бобышках поршня, выполняется с меньшим внутренним диаметром, в сравнении с теми частями, которые находятся в бобышках. За счёт уменьшения внутреннего диаметра увеличивается толщина стенок поршневого пальца, и, следовательно, повышается прочность. Но также следует отметить, что повышается и вес детали. Для минимизирования этой разницы в весе, боковые части поршневого пальца выполняются с внутренним диаметром как у базовой конструкции (рисунок 1).

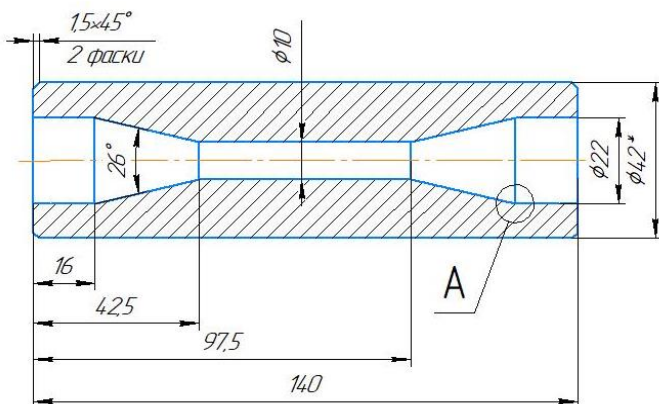


Рисунок 1 – Эскиз поршневого пальца с изменённой конструкцией

Однако изменением конструкции поршневого пальца обойтись не удалось, так как для сохранения массовых характеристик было принято решение, что часть поршневого пальца, которая находится в бобышках поршня, остается с внутренним диаметром как у базовой конструкции. Поэтому пришлось несколько изменить конструкцию бобышек поршня для уменьшения давления на боковые части поршневого пальца.

Изменение бобышек заключается в том, что ближе к верхней части поршня площадь контакта бобышек и пальца увеличивается (рисунок 2). Тем самым давление распределяется по большей площади и создаёт меньшие нагрузки, а в нижней части бобышек наоборот уменьшается. В данной части нагрузки не столь велики, поэтому допускается уменьшение площади контакта.

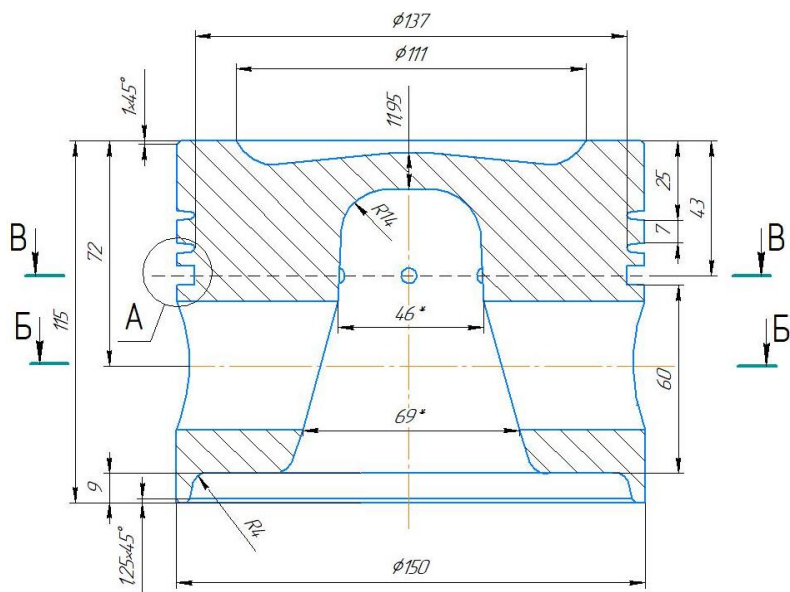


Рисунок 2 – Эскиз поршня с изменённой конструкцией

При использовании современных программных обеспечений была построена и рассчитана на прочность 3D модель поршня с изменённой конструкцией (рисунок 3).

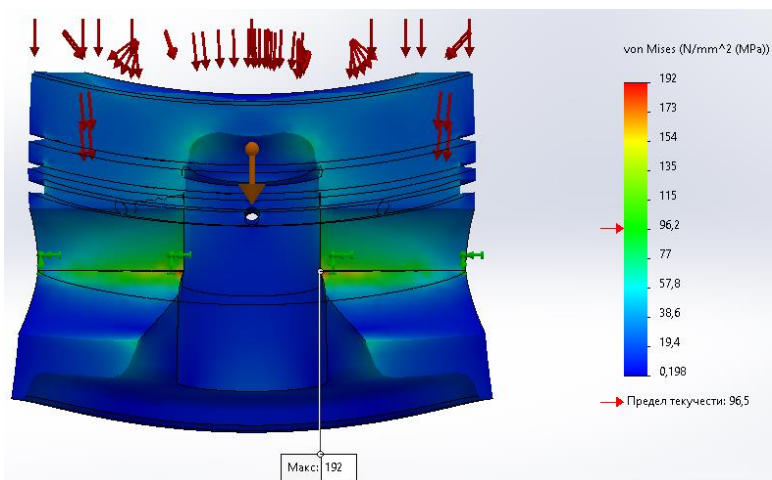


Рисунок 3 – Результаты расчёта поршня методом конечных элементов

Так как базовая конструкция поршня меняется лишь для обеспечения прочности поршневого пальца, а базовая конструкция удовлетворяет всем требованиям к прочности, то изменённая конструкция просчитывается для достоверности и сравнения результатов.

По результатам расчёта видно, что максимальное значение напряжения равно 192 МПа, однако данная область является так называемым «искусственным концентратором напряжений». Он возникает вследствие неточности крепления детали. Этот эффект выявляется методом зондирования, в конечном итоге принимается среднее значение, в данной области которое равно 125 МПа (рисунок 4). По результатам расчётов по одномерной модели максимальное значение напряжения равно 125,56 МПа при максимально допустимом 250 МПа. Отсюда следует, что расчёт методом конечных элементов подкрепляет расчёт по одномерной модели и позволяет убедиться в их точности.

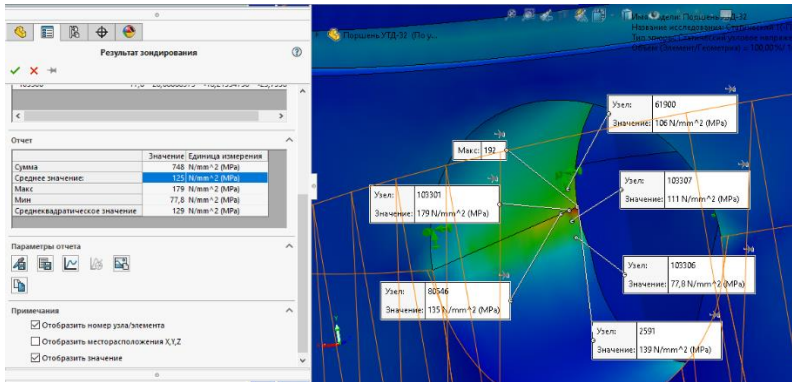


Рисунок 4 – Результаты метода зондирования в области с искусственным концентратором напряжений

Данная конструкция поршня имеет несущественное отличие от базовой, при этом она соответствует всем требованиям к прочности, напряжения лежат в пределах допустимых значений. Это подтверждает сравнение проведённых расчётов по одномерной модели и методом конечных элементов, по результатам которых значение максимального напряжения не превышает даже минимально допустимого значения равного 150 МПа.

При использовании современного программного обеспечения построена и рассчитана на прочность 3D модель поршневого пальца с изменённой конструкцией (рисунки 5,6).

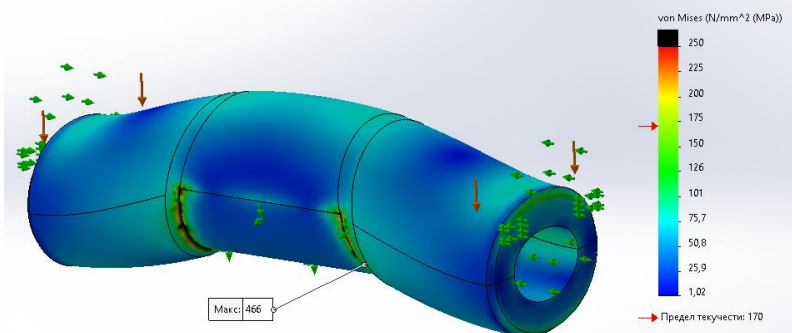


Рисунок 5 – Результаты расчёта проектируемого поршневого пальца

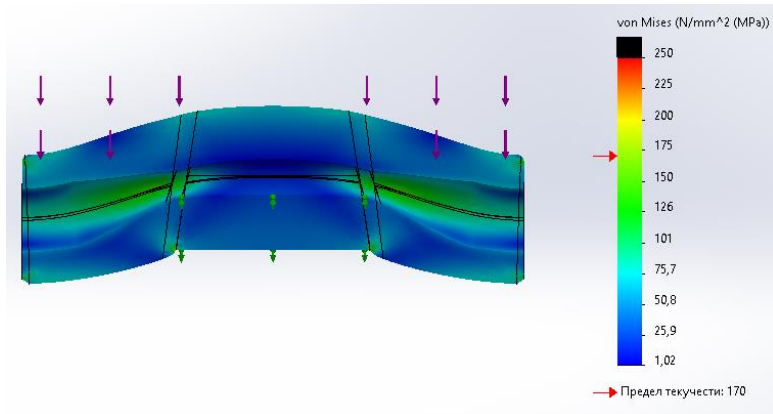


Рисунок 6 – Результаты расчёта проектируемого поршневого пальца

По результатам расчётов максимальное значение напряжения возникает на внешнем волокне и составляет 466 МПа. Однако данная область является так называемым «искусственным концентратором напряжений», который возникает вследствие неточности крепления детали. Это выявляется методом зондирования, в дальнейшем принимается среднее значение в данной области, которое равно 232 МПа (рисунок 7). По результатам расчётов по одномерной модели максимальное значение напряжения равно 232,9 МПа при максимально допустимом 250 МПа. Отсюда следует, что расчёт методом конечных элементов подкрепляет расчёт по одномерной модели и позволяет убедиться в точности этих расчётов.

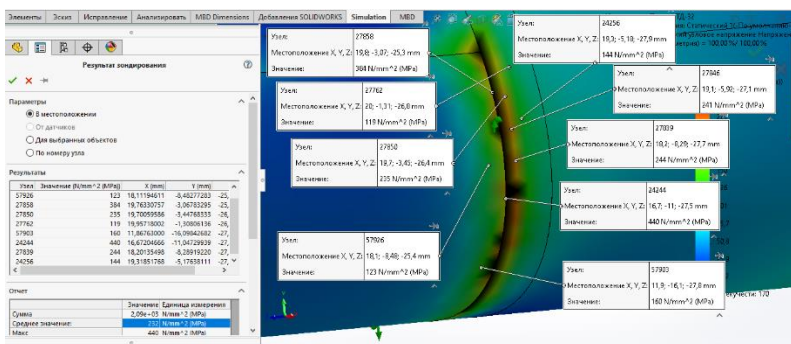


Рисунок 7 – Результаты метода зондирования в области с искусственным концентратором напряжений

Таким образом, в данной работе была разработана и рассчитана конструкция поршневой группы.

Проведён сравнительный анализ расчётов проектируемых деталей, выполненных по одномерной модели и методом конечных элементов. По результатам расчётов была подтверждена их идентичность с погрешностью менее 0,5%.

Выявлены действительные максимальные напряжения, возникающие в проектируемых деталях. В поршневом пальце это значение составило 232 МПа, в поршне значение максимального напряжения равно 125 МПа. Исходя из полученных результатов, проектируемые конструкции полностью удовлетворяют заданной степени форсирования двигателя и соответствуют всем требованиям прочности и жёсткости.

Представленные конструкции деталей незначительно отличаются по массе и металлоёмкости и не усложняют их производство в соотношении цена и качество. Благодаря незначительным изменениям конструкции данных деталей удаётся сохранить их основные габаритные размеры и избежать глобальных изменений в базовом двигателе, что позволяет большую часть узлов и агрегатов унифицировать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зиновьев, Д.В. Основы моделирования в SolidWorks / Д.В. Зиновьев. – Москва : ДМК Пресс, 2017. – 240 с. – ISBN 978-5-97060-556-1. – URL: <https://ibooks.ru/bookshelf/364407/reading> (Дата обращения: 20.01.2022). – Текст: электронный.

2. Алямовский, А.А. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – Москва : ДМК Пресс, 2017. – 240 с. – ISBN 978-5-97060-556-1. – URL: <https://ibooks.ru/bookshelf/3645407/reading> (Дата обращения: 20.05.2022). – Текст: электронный.

3. Герман, Е.А. Конструирование ДВС : Методические указания к выполнению курсовой работы для бакалавров направления 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» по профилю «Двигатели внутреннего сгорания» / Е.А. Герман. – Барнаул : изд-во АлтГТУ, 2013. – 77 с.

4. Орлов, П.И. Основы конструирования : учебник / П.И. Орлов. – Москва : Эксмо, 2018. – 96 с. – ISBN 978-5-336-00204-1. – Текст : непосредственный.

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Кондырев В.А., Сеницын В.А.

По методике, изложенной в пособии [1] были рассчитаны статические характеристики базового механического регулятора двигателя ТМЗ 8481.10-07 [2] и динамические характеристики самого двигателя. В результате был получен график переходного процесса САР (рисунок 1).

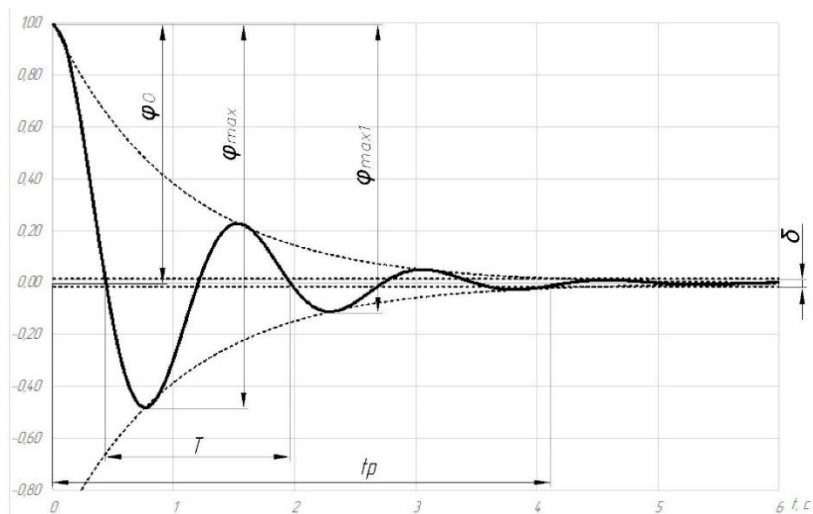


Рисунок 1 – Переходный процесс САР

В соответствии с ГОСТ Р 55231-2012 [3] показатели качества переходного процесса имеют следующие значения:

1. Время регулирования $t_p = 4,1 \text{ с} < 5 \text{ с}$ – удовлетворяет требованиям 3 класса точности при принятой нестабильности частоты вращения $\delta = 1,5\%$;
2. Перерегулирование $\sigma = 47\% \geq 15\%$ – не удовлетворяет требованиям 4 класса точности;

Для получения параметров переходных процессов с электронным регулятором была использована программа MathCAD [4]. Суммарная передаточная функция САР получила следующий вид:

$$W_3 = \frac{\frac{T_D}{k_D + T_D \cdot p}}{1 + \frac{T_D}{k_D + T_D \cdot p} \cdot \left(k_2 + \frac{1}{p \cdot T_2} + p \cdot T_3\right)} \quad (1)$$

При помощи обратного преобразования Лапласа получено уравнение переходного процесса САР:

$$y(t) = \frac{\sinh\left(t \cdot \sqrt{\frac{k_D^2 \cdot T_2 - 4 \cdot T_D^2 \cdot T_3 - 4 \cdot T_D^2 + T_D^2 \cdot T_2 \cdot k_2^2 + 2 \cdot k_D \cdot T_D \cdot T_2 \cdot k_2}{4 \cdot T_2 \cdot T_D^2 \cdot T_3^2 + 8 \cdot T_2 \cdot T_D^2 \cdot T_3 + 4 \cdot T_2 \cdot T_D^2}}\right) \cdot e^{-\frac{k_D \cdot t + T_D \cdot t \cdot k_2}{2 \cdot T_D + 2 \cdot T_D \cdot T_3}}}{(T_3 + 1) \cdot \sqrt{\frac{k_D^2 \cdot T_2 - 4 \cdot T_D^2 \cdot T_3 - 4 \cdot T_D^2 + T_D^2 \cdot T_2 \cdot k_2^2 + 2 \cdot k_D \cdot T_D \cdot T_2 \cdot k_2}{4 \cdot T_2 \cdot T_D^2 \cdot T_3^2 + 8 \cdot T_2 \cdot T_D^2 \cdot T_3 + 4 \cdot T_2 \cdot T_D^2}}} \quad (2)$$

В результате принятия первоначальных коэффициентов ПИД-регулятора $k_D = 1,379$; $T_D = 1,36$; $k_2 = 1$; $T_2 = 0,1$; $T_3 = 1$ был построен график переходного процесса (рисунок 2):

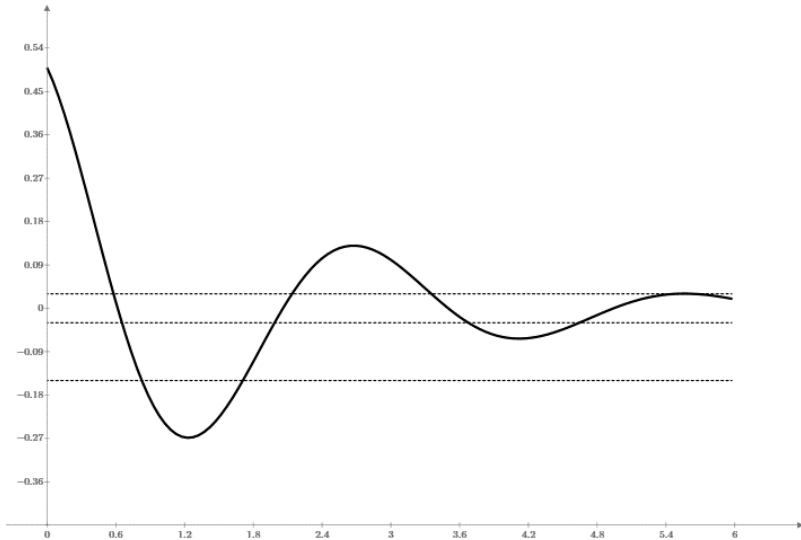


Рисунок 2 – Переходный процесс с электронным регулятором

В соответствии с ГОСТ Р 55231-2012 показатели качества переходного процесса имеют следующие значения:

1. Время регулирования $t_p = 4,6 \text{ с} < 5 \text{ с}$ – удовлетворяет требованиям 3 класса точности при принятой нестабильности частоты вращения $\delta = 1,5\%$;

2. Перерегулирование $\sigma = 27\% \geq 15\%$ – не удовлетворяет требованиям 4 класса точности;

В результате настройки коэффициентов ПИД-регулятора можно получить соответствие всем указанным классам точности САР в ГОСТ Р 55231-2012.

Для 1 класса точности коэффициенты приняли следующие значения: $k_2 = 16,5$; $T_2 = 0,018$; $T_3 = 5,5$.

График переходного процесса для 1 класса точности представлен на рисунке 3:

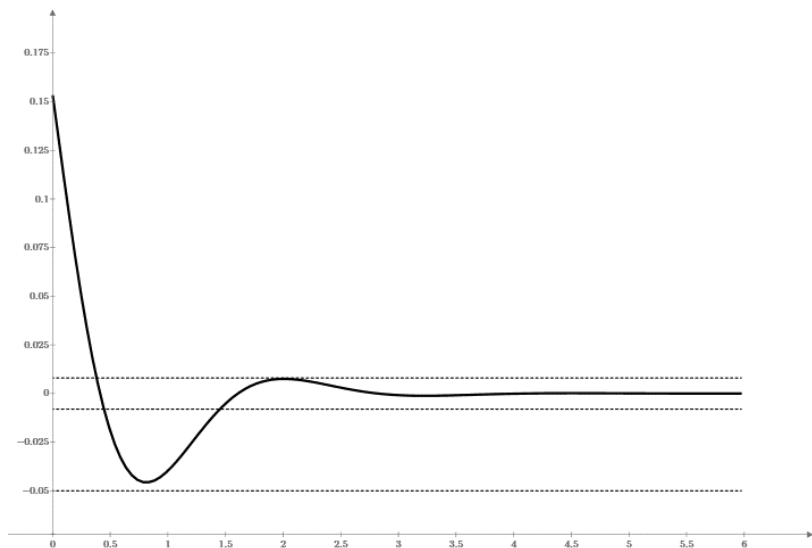


Рисунок 3 – Переходный процесс САР с электронным регулятором 1 класса точности

ЛИТЕРАТУРА

1. Блаженнов, Е.И. Автоматические регуляторы автомобильных дизелей (элементы теории и расчет) : учебное пособие / Е.И. Блаженнов. – Ярославль : ЯГТУ, 2002. – 48 с. ISBN 5-230-18458-2.

2. Двигатели ТМЗ семейства 842, размерностью 140x140 мм. : Руководство по эксплуатации / Прохоров О.И., Шутов А.П., Казуто Е.В. [и др.] – Тутаев, 2013. – 220 с.

3. ГОСТ Р 55231-2012. Системы автоматического регулирования частоты вращения (сарч) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия : дата введения 2013-07-01. – Москва, 2013. – 15 с.

4. Дьяконов, В.П. Справочник по MathCADPLUS7.0PRO / В.П. Дьяконов. – Москва : СК Пресс, 1998. – 352 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДА ТНВД С ДЕЗАКСИАЛОМ

Каргин В.А., Свистула А.Е.

На этапе проектирования топливной аппаратуры стоит проблема выбора геометрических параметров кулачкового привода для обеспечения заданной динамики впрыска и сохранения надежности и долговечности [1]. Подбор параметров кулачкового привода производится с учетом их влияния на динамику привода ТНВД. Численные исследования выполнялись с учетом материалов [2-4] с использованием программы для ЭВМ [5,6].

Рассмотрим влияние дезаксиала на кинематические и динамические характеристики. В таблице 1 приведены значения для расчета, за базовый профиль принят тангенциальный профиль.

Таблица 1 – Исходные данные

№	R_n , мм	R_r , мм	R_p , мм	R_2 , мм	n , мин ⁻¹	e , мм
1	16	26	10	6	1000	-5,0
2						-2,5
3						0
4						2,5
5						5,0

На рисунке 1 изображен график изменения скорости и перепада ускорения плунжера от введения дезаксиала.

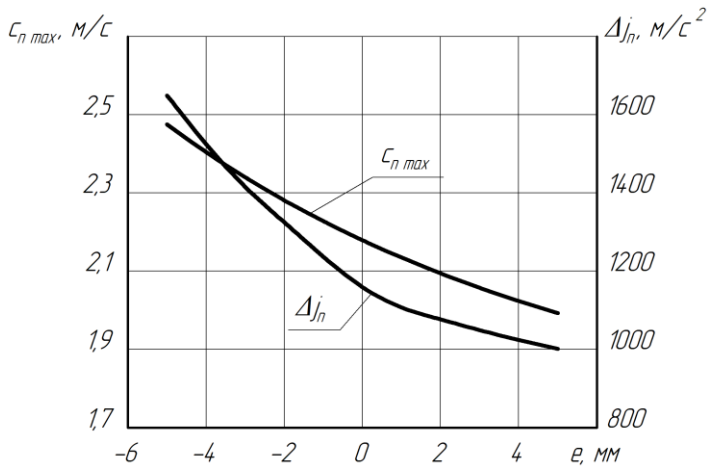


Рисунок 1 – Влияние дезаксиала на кинематические и динамические характеристики

Из графика видно, что применение положительного дезаксиала уменьшает эти значения, а отрицательный дезаксиал их повышает.

Для исследования совместного влияния дезаксиала и параметров кулачка на кинематические и динамические характеристики примем тангенциальный профиль за базовый с параметрами: $R_n = 16$ мм; $R_r = 26$ мм; $R_p = 10$ мм; $R_2 = 6$ мм; $n = 1000$ мин⁻¹.

Исследования проводятся при изменении дезаксиала от -5 до +5 мм.

В таблице 2 приведены параметры изменяемые в исследовании влияния дезаксиала и радиуса скругления.

Таблица 2 – Исходные данные

№	R_2 , мм
1	4
2	6
3	8

На рисунке 2 представлены графики полученных результатов.

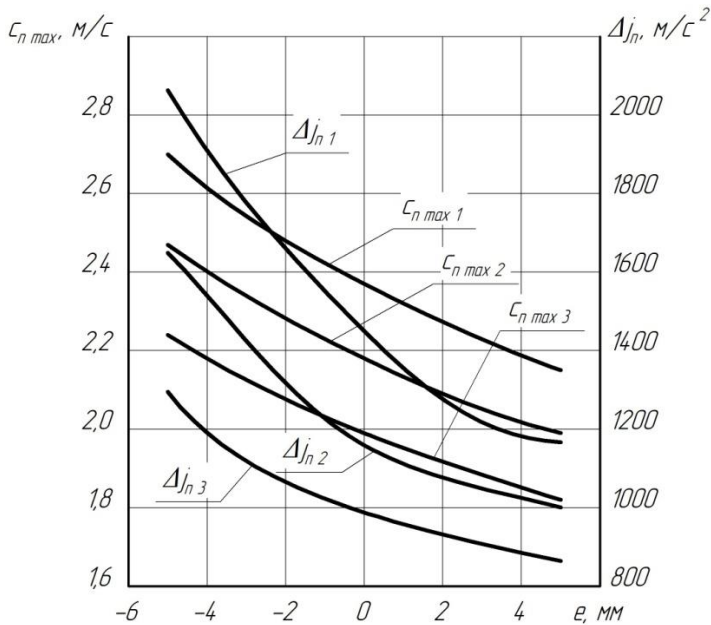


Рисунок 2 – Влияние дезаксиала и радиуса скругления при вершине кулачка

Применение дезаксиала совместно с изменением радиуса скругления позволяет увидеть более сильное изменение значений, чем их отдельное изменение.

Исследование влияния дезаксиала и радиуса начальной окружности на кинематические и динамические характеристики.

В таблице 3 приведены параметры, изменяемые в исследовании дезаксиала и радиуса начальной окружности на кинематические и динамические характеристики.

Таблица 3 – Исходные данные

№	R_H , мм	R_G , мм
1	14	24
2	16	26
3	18	28

На рисунке 3 представлены графики полученных данных.

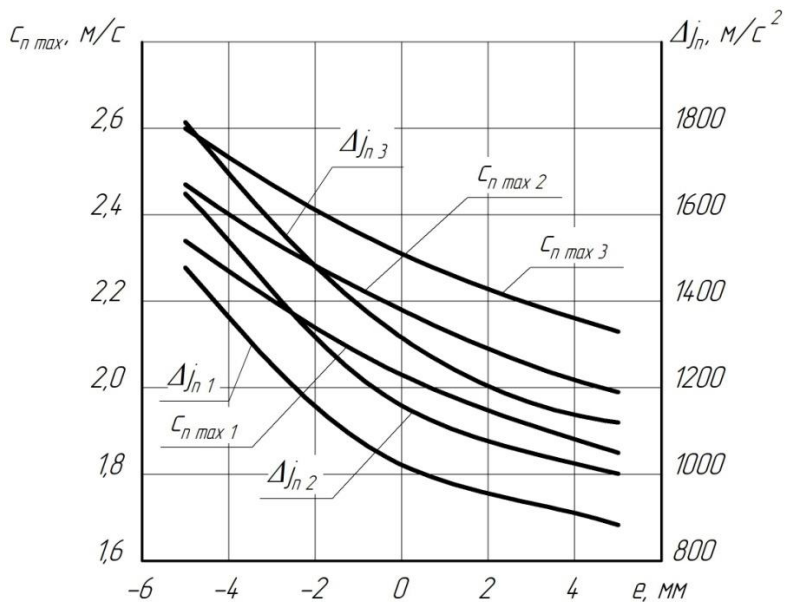


Рисунок 3 – Влияние дезаксиала и радиуса начальной окружности

Графики показывают, что применение положительного дезаксиала позволяет снизить негативное влияние на кинематические характеристики при увеличении радиуса начальной окружности.

Исследование влияния дезаксиала и радиуса ролика толкателя на кинематические и динамические характеристики

В таблице 4 приведены параметры, изменяемые в исследовании влияния дезаксиала и радиуса ролика толкателя.

Таблица 4 – Исходные данные

№	R_p , мм
1	8
2	10
3	12

На рисунке 4 приведены графики полученных данных.

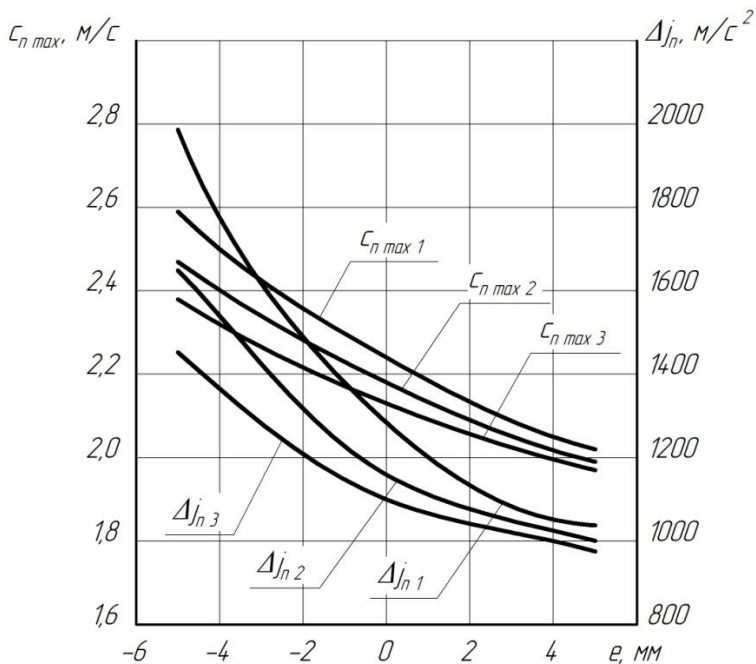


Рисунок 4 – Влияние дезаксиала и радиуса ролика толкателя

Графики на рисунке 4 показывают, что изменение этих величин в большую сторону совместно оказывает усиление снижения кинематических характеристик.

Выводы

Было проведено исследование влияния геометрических характеристик профиля кулачка на кинематические и динамические характеристики по отдельности и совместно с использованием дезаксиала.

Увеличение радиуса скругления при вершине, радиуса ролика толкателя, применение положительного дезаксиала уменьшает максимальную скорость плунжера и перепад ускорений, обратный эффект дает увеличение радиуса начальной окружности. Изменение динамических характеристик влияет на нагруженность и процесс впрыска. При уменьшении скорости плунжера уменьшается давление впрыска [1], но при этом уменьшается перепад ускорений, оказывающий ударный эффект в месте контакта пары кулачок – ролик толкателя.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. Л.: Машиностроение (Ленингр. Отд-ние). 1974. – 264 с.
2. Свистула, А.Е. Совершенствование дизельного топливного насоса высокого давления. Снижение нагруженности кулачкового механизма применением дезаксиала: монография / А.Е. Свистула, Е.М. Таусенев // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG; Saarbrücken, 2012. – 136 с.
3. Tausenev, E. The research into the disaxial cam mechanism for diesel fuel – injection pump / E.Tausenev, A.Svistula // Transport. 2005. – Т. 20. – № 6. – С. 225-231.
4. Таусенев, Е.М. Кулачковый механизм привода плунжера топливного насоса высокого давления дизельного двигателя / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Таусенев // Патент на полезную модель RU 45479 U1, 10.05.2005. Заявка № 2004138664/22 от 28.12.2004.
5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022612604 Российская Федерация. Программа расчета кинематики привода ТНВД дизеля / А.Е. Свистула, В.А. Каргин, А.Г. Кузьмин ; заявитель и правообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». – № 2022612122 ;заявл. 16.02.2022 ;опубл 28.02.2022.
6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022617790 Российская Федерация. Программа расчета кинематики привода ТНВД дизеля с дезаксиалом / В.А. Каргин, А.Е. Свистула, А.Г. Кузьмин ; заявитель и правообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». – № 2022617260 ;заявл. 21.04.2022 ;опубл 26.04.2022.

СИСТЕМА ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Головков Е.А., Брякотин М.Э.

Одной из основных задач увеличения срока службы дизелей является предотвращение преждевременного абразивного изнашивания цилиндро-поршневой группы и механизма газораспределения.

Источником абразивного изнашивания в основном служит пыль, проникающая в цилиндры дизеля, систему смазки и топливоподачи из атмосферы, продукты износа деталей, твердые частицы нагара и кокса,

частицы формовочного песка, оставшегося от литейного производства и др. [1].

До настоящего времени проведено большое количество научных и экспериментальных работ, позволяющих оценивать влияние пыли на износ основных деталей дизеля. Установлено, что по мере улучшения конструкции и технологии изготовления двигателей, при одновременном увеличении и агрегатных мощностей, абразивное действие пыли становится главной причиной износа. Влияние на износ от абразивных частиц пыли выходит на первый план, следовательно, и системы очистки воздуха от абразивных частиц пыли требуют всё большего и большего внимания.

Процессы воздухоочистки, не смотря на простоту конструкций воздухоочистителей, достаточно сложны. Каждую новую конструкцию воздухоочистителей предварительно испытывают и доводят экспериментальным путём при стендовых безмоторных и моторных испытаниях, а оценка эффективности и надёжности систем очистки воздуха – эксплуатационных испытаниях.

В атмосферном воздухе в любое время года и любую погоду присутствуют частицы пыли, сажи и др., т.е. воздух практически не бывает абсолютно чистым, особенно для тракторных и комбайновых двигателей.

Для тракторных и комбайновых дизелей наиболее опасны минеральные частицы. Максимальный размер частиц, находящихся в воздухе, ориентировочно составляет около 160 мкм, минимальные размеры частиц неограниченны, вплоть до субмолекулярных размеров.

Наиболее вредные частицы с точки зрения дизеля являются частицы кварца, т.к. твёрдость кварца больше твёрдости конструкционных материалов двигателя.

Для тракторов пылеобразование зависит от большого количества факторов и меняется в чрезвычайно широком интервале. К основным факторам можно отнести влажность почвы или грунта, силу и направления ветра, температуру и влажность воздуха, вид выполняемых работ, характер и скорость движения трактора.

Современные тракторные воздухоочистители по конструктивным признакам подразделяются на три основные группы. Виды воздухоочистителей: инерционно-центробежные; пористые-масляно-контактные; промасленные, сухие, комбинированные. Такая классификация наиболее полно характеризует тип воздухоочистителя и фильтрации воздуха.

Существуют одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые воздухоочистители. Одноступенчатые: инерционные; центробежные; роторные; масляно-контактные; сухие фильтрующие элементы. Двухступенчатые: инерционно-масляные; центробежно-контактные; центробежные с сухим фильтрующим элементом. Многоступенчатые: инерционно-масляные с предварительной степенью очистки и др. [2].

Как показывает практика для современных комбайновых и тракторных двигателей применяют, как правило, двухступенчатые и многоступенчатые воздухоочистители.

На основе анализа конструкций систем очистки воздуха, обеспечивающих требуемые технические, экономические показатели, надежность, долговечности, технологичность изготовления, низкую трудоёмкость обслуживания принята система очистки:

- Первая ступень – прямоточный мультициклон с эжекционным отсосом пыли и других загрязнителей, находящихся во всасываемом воздухе дизелем.

- Вторая ступень – фильтрующий элемент с сухой фильтрующей перегородкой из специального фильтрующего картона ПКВ (пористый картон высокопрочный) толщиной 0,5 мм, стойкого к атмосферным осадкам с пористостью 3-6 мкм.

Для работы в загазованной среде, для исключения «замазывания» фильтрующей шторы, предусмотрена установка на фильтрующий элемент нетканого предохранительного чехла из полипропилена толщиной 5 мм, улавливающего продукты сгорания и свободно пропускающего воздух.

На линии отсоса пыли устанавливается обратный клапан, предохраняющий фильтрующие элементы воздухоочистителя от загрязнения выпускными газами (и прогорания) из эжектора при несрабатывании индикатора засоренности, при высоком сопротивлении фильтрующего элемента, при его засоренности.

Для контроля засоренности воздухоочистителя на линии всасывания установлен электрический индикатор засоренности 1323839, срабатывающий при сопротивлении 700 ± 35 мм вод.ст. При его срабатывании на щитке приборов загорается сигнальная лампа, указывая на неисправность и необходимость проведения технического обслуживания.

Отсос пыли осуществляется эжектором установленном в выпускной трубе.

Воздух через воздухозаборник поступает в циклонный воздухоочиститель, где, проходя через циклоны, приобретает вращательное движение. При этом крупные частицы пыли под действием центробежной силы отбрасываются к стенкам циклонов, осыпаются и, благодаря разряжению, создаваемому эжектором, размещенному в выпускной трубе, по трубе отсоса пыли удаляются с отработавшими газами в атмосферу.

Внутри клапана эжектора находится заслонка. При снижении давления на всасывании заслонка закрывается, предохраняя фильтрующие элементы воздухоочистителя от загрязнения выпускными газами и прогорания.

Преимущества предлагаемой системы очистки воздуха:

- высокая пылеемкость за счет эффективной очистки первой ступени;
- низкий коэффициент пропуска пыли $\epsilon=0,15-0,2\%$;
- способность обеспечить ресурс дизеля 12000 моточасов;
- низкая трудоемкость обслуживания, заключающаяся в замене фильтрующего элемента на новый или прошедшего техническое обслуживание;
- кроме основного фильтрующего элемента установлен предохранительный фильтрующий элемент, исключающий попадание пыли в цилиндры дизеля при дефектах основного;
- наличие индикатора засоренности;
- низкое начальное сопротивление.

К недостаткам данной системы очистки воздуха можно отнести:

- при эксплуатации требуется заменять фильтрующий элемент на новый через 2-3 тыс. моточасов;
- при работе в загазованной среде (запуск в зимнее время в помещении или работа в помещении) требуется защита фильтрующего элемента от «замазывания», которое приводит к резкому повышению сопротивления выше 700 мм вод.ст.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Дьяков, Р.А. Воздухоочистка в дизелях / Р.А. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1975. – 361с.
2. Маев, В.Е. Воздухоочистители автотракторных двигателей / В.Е. Маев, Н.Н Пономарев. – М.: Машиностроение, 1971. – 245с.

СИСТЕМЫ КРАТКОВРЕМЕННОГО ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рейнгардт С.С., Свистула А.Е.

Система впрыска закиси азота (NOS – Nitrous Oxide System) – система, используемая для изменения технических характеристик двигателей внутреннего сгорания. Вещество, содержащее закись азота, и горючее впрыскиваются во впускной коллектор двигателя.

Существуют три типа систем закиси азота: так называемые «сухая», «мокрая» и система прямого впрыска закиси азота [1,2].

«Сухая» система закиси азота (рисунок 1).

Топливо, требуемое для получения дополнительной мощности с помощью закиси азота, подается через топливные инжекторы (топливо обеспечивает мощность, закись азота просто позволяет сжечь большее количество топлива), что позволяет впускному коллектору оставаться «сухим» от топлива. Достигается двумя способами:

– Первый – увеличение давления на инжекторах путём подачи закиси азота от соленоида, когда активна система. Это служит причиной увеличения потока топлива.

– Второй – увеличение времени работы топливного инжектора. Такая система самая дешёвая, большим минусом считается ее «неуправляемость», то есть либо включили и работает, либо выключили и не работает. В связи с этим рассчитать оптимальное соотношение топлива и закиси азота бывает очень сложно, что приводит к детонации в двигателе, а также прибавочная мощность в таком способе довольно ограничена.

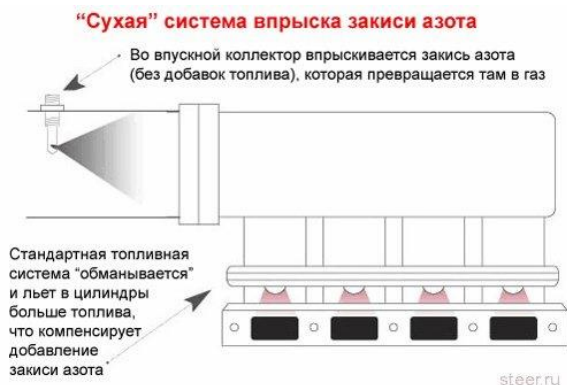


Рисунок 1 – «Сухая» система закиси азота

«Мокрая» система закиси азота (рисунок 2).

Эти системы, включая системы с карбюраторами, добавляют закись азота и топливо одновременно, в одном и том же месте (обычно на расстоянии 3-4" от дроссельной заслонки для двигателей с впрыском или прямо под карбюратором). Этот тип системы делает впускной коллектор «мокрым» от топлива. Этот тип систем лучше всего использовать с коллекторами, разработанными для мокрого потока, и на турбированных (наддувных) двигателях.



Рисунок 2 – «Мокрая» система закиси азота

Система прямого впрыска закиси азота (рисунок 3).

Как следует из названия, система подает закись азота и топливо непосредственно в каждое впускное отверстие двигателя. Системы этого типа, как правило, добавляют закись азота и топливо вместе через форсунки. Форсунки смешивают и отмеряют закись азота и топливо, подаваемые в каждый цилиндр. Это самый мощный и один из самых точных типов систем, что достигается как размещением форсунок в каждом впускном отверстии, так и возможностью использовать большие клапаны соленоидов. Системы прямого впрыска имеют распределительный блок и соленоиды, которые подают закись азота и топливо к форсункам. В связи с тем, что каждый цилиндр имеет собственные форсунки и жиклёры (как закиси азота, так и топлива), существует возможность контролировать соотношение закись азота/топливо для каждого цилиндра индивидуально. Системы прямого впрыска являются еще и самыми сложными в установке. В связи с этим, а также с их высокой мощностью, эти системы применяются в основном на гоночных автомобилях.

Закись азота и дополнительное топливо впрыскиваются во впускные каналы через индивидуальные форсунки и льются непосредственно в цилиндры

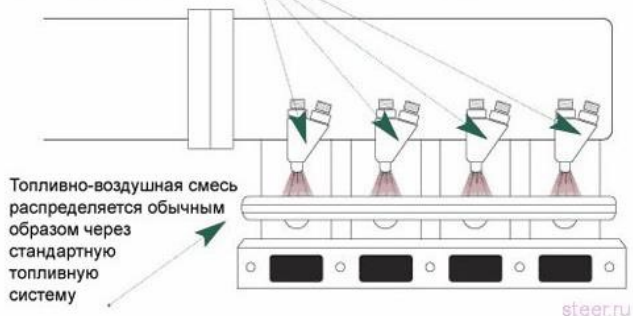


Рисунок 3 – Система прямого впрыска закиси азота

Закись азота сама по себе не горюча и безвредна. Однако у нее есть одно малоприятное свойство (по крайней мере, для человека). Закись азота известна также как «веселящий газ». Более 150 лет она используется в медицине в качестве наркоза. При длительном вдыхании это может вызвать чувство эйфории, веселья, а затем перейти в тошноту и дезориентацию. Нет нужды объяснять, насколько важно сохранять полную герметичность системы. Особенно, если она располагается в салоне автомобиля. Мало кому «улыбнется» на высокой скорости или в городском потоке получить дозу снотворного или «эликсир радости». Если же говорить об экологической составляющей, то использование закиси азота не приводит к увеличению количества окислов азота в выхлопных газах [3].

Система подачи закиси азота кратковременно повышает мощность двигателя, не нанося большого ущерба двигателю внутреннего сгорания, если преждевременно сделан нужный подбор деталей КШМ. Окружающей среде система подачи N_2O не наносит особого вреда, все нормы выбросов остаются в тех же допусках, кроме NO_x , которые увеличиваются на незначительное количество.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солодов, Г.А. Экология. Нормирование, управление, контроль качества окружающей природной среды: учеб. Пособие / Г.А. Солодов, Г.В. Ушаков; КузГТУ. – Кемерово, 1999. – 137 с.
2. Трофименко, Ю.В. Экология: Транспортное сооружение и окружающая среда. Учеб. пособие / Ю.В. Трофименко, Г.И. Евгеньев. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 400 с.

3. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул, 2009. – 81 с.

СМЕШАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ МОЩНОСТЬЮ ДВС

Кулаев И.С., Ошкало Е.С., Саночкин А.С.

Средства малой (децентрализованной) энергетики применяются в большой (централизованной) энергетике для обеспечения бесперебойной подачи электроэнергии, а также для обеспечения электроэнергией потребителей в той местности, которую не представляется возможным или экономически невыгодно подключить к сети централизованной энергетики.

В состав автономного источника электроэнергии входит силовой агрегат (двигатель внутреннего сгорания), генератор и устройства, предназначенные для автоматизации работы силового агрегата. Всё монтируется на одной общей раме.

Актуальным вопросом является выбор топлива, применяемого в автономном источнике электроэнергии. В современной энергетике значительное место отводится жидким нефтяным топливам. В установках мощностью до 10 кВт в подавляющем большинстве случаев применяются бензиновые двигатели по причине их малых массогабаритных показателей (зачастую автономный источник малой мощности должен быть мобильным). С ростом мощности установки эффективность применения бензиновых двигателей снижается. В установках мощностью свыше 70 кВт применяются в основном дизельные двигатели. Использование данных топлив имеет ряд недостатков. При работе двигателя на бензиновом и дизельном топливах выделяется большое количество вредных веществ с отработавшими газами. При использовании бензина повышается вероятность возникновения детонационного сгорания что негативно сказывается на ресурсе двигателя, а на дизельном топливе – происходит значительный выброс сажи, в особенности при резком повышении нагрузки на двигатель, что довольно часто происходит при эксплуатации дизель-генераторов.

Между тем имеется достаточно большие запасы высококачественного моторного топлива, не требующего для использования в двигателях никакой химической переработки. Одним из таких моторных топлив является газовое топливо, основными видами которого, получившими практическое и достаточно широкое распространение, являются сжатый и сжиженный природный газ.

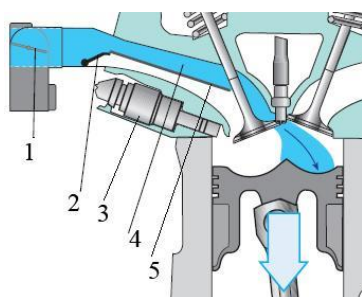
Как моторное топливо, природный газ в натуральном виде превосходит нефтяное топливо. При использовании его в ДВС обеспечиваются высокие технико-экономические показатели, так как природ-

ный газ имеет высокие антидетонационные качества, благоприятные условия смесеобразования и широкие пределы воспламенения в смеси с воздухом. В связи с этим применение газовых топлив является важным направлением в развитии энергетического комплекса.

Для двигателей, работающих на газовых топливах, характерно количественное регулирование мощности. Альтернативой количественному регулированию является смешанное. В данный момент применение смешанного регулирования реализовано только на бензиновых двигателях. В связи с увеличением использования газовых топлив имеет смысл рассмотреть возможность применения данного смесеобразования для двигателей, работающих на газовом топливе.

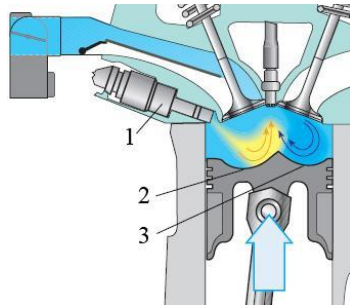
Для смешанного управления мощностью характерно значительное обеднение топливно-воздушной смеси. Данный режим типичен для невысоких нагрузок при средних скоростях.

Система непосредственного впрыска (подача воздуха) представлена на рисунке 1.



*1 – дроссельная заслонка; 2 – вспомогательная заслонка во впускном канале; 3 – форсунка; 4 – верхняя часть потока воздуха; 5 – разделительная пластина
Рисунок 1 – Система непосредственного впрыска (подача воздуха)*

На режимах небольших нагрузок происходит закрытие вспомогательных заслонок (2, рисунок 1), которые ограничивают подачу воздуха к нижним частям впускных каналов, разделенных пластиной (5, рисунок 1). В следствие этого воздух попадает только через верхние части впускных каналов (4, рисунок 1) и создает завихрение воздушной массы внутри цилиндра.

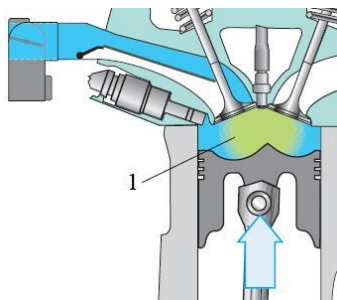


1 – форсунка; 2 – топливная выемка поршня; 3 – аэродинамическая выемка поршня

Рисунок 2 – Впрыск топлива при образовании гетерогенной смеси

Поддержание продольного вихря воздушных масс в цилиндре двигателя осуществляется с помощью аэродинамической выемки в поршне (3, рисунок 2) и усиливается за счет перемещения поршня к ВМТ. Завихрение сохраняется на протяжении всего такта сжатия, когда форсунка подает внутрь цилиндра топливо. Топливо, впрыскиваемое под высоким давлением, подхватывается воздушными массами и уносится в направлении свечи зажигания.

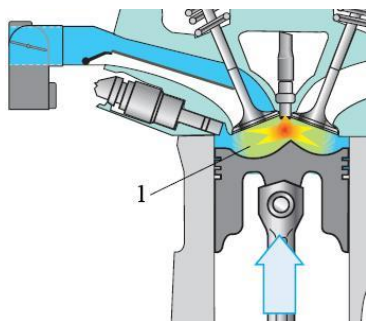
За счет профилированного днища поршня, в частности топливной выемки (2, рисунок 2), топливная струя перенаправляется к электроду свечи, происходит смешение паров бензина и воздуха, что позволяет удерживать облачко топливно-воздушной смеси в районе свечи зажигания. Благодаря расположению форсунки (1, рисунок 2) под углом 45°, она способна распыливать топливо более мелкодисперсно, что вследствие высокого давления впрыска, придает топливу направленное вращение, что способствует быстрому испарению топлива.



1 – зона смесеобразования

Рисунок 3 – Преобразование факела топлива после впрыска

Так как факел топлива сплюснен, он практически не соприкасается с днищем поршня, стенками цилиндра и камеры сгорания. В данном случае говорят о смесеобразовании так называемой «воздушной оболочке», состоящей из свежего воздуха и перепущенных отработавших газов. В зоне свечи зажигания возникает концентрированное облако, способной к воспламенению смеси (1, рисунок 3), в то время как в остальных зонах камеры сгорания топливо отсутствует.



1 – зона горения

Рисунок 4 – Процесс сгорания топлива при гетерогенной смеси

После поступления смеси к свече она поджигается. При этом воспламеняется только облако смеси, а остальные газы образуют его оболочку. Воздух, располагаясь вдоль стенок цилиндра и днища поршня, ввиду низкой теплопроводности образует изолирующий слой и уменьшает тепловые потери и, соответственно, увеличивает КПД. Прослойка воздуха возле стенок сгорания обеспечивает также высокую стойкость рабочего процесса против детонационного сгорания рабочей смеси и позволяет исключить отложения продуктов сгорания на стенках цилиндров и камеры сгорания, помогая избавиться от калильного зажигания и снизить абразивный износ поршневых колец.

Расчет проводился для газового двигателя (таблица 1), работающего на метане, состоящего из CH_4 на 95% и C_2H_6 на 5%, данные по которому представлены ниже; и результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр, обозначение	Значение параметра	Единица измерения
l	2	3
Число цилиндров, i	4	–

Продолжение таблицы 1

1	2	3
Диаметр поршня, D	83	мм
Ход поршня, S	86	мм
Частота вращения базового двигателя, n	5400	мин ⁻¹
Номинальная мощность базового двигателя, N_e	73,55	кВт
Степень сжатия, ε	10	–
Тактность двигателя, τ	4	–

Таблица 2 – Результаты расчетов эффективной мощности, индикаторного КПД, индикаторного давления, давления и температуры рабочего тела в конце процесса впуска и вредных выбросов отработавших газов на программном комплексе «Дизель-РК» [1]

№ режима	Размерность коэффициентов α и η_V	Показатель					
		Давление рабочего тела в конце процесса сгорания, P_z , МПа	Температура рабочего тела в конце процесса сгорания, T_z , К	Индикаторное давление, P_i , МПа	Индикаторный КПД, η_i	Эффективная мощность N_e , кВт	Выбросы вредных веществ, NO_x приведенные к NO_2 , г/(кВт·ч)
1	$\alpha = 1,0; \eta_V = 1,0$	5,79	2585	0,97	0,421	61,6	15,55
2	$\alpha = 1,0; \eta_V = 0,9$	5,44	2576	0,88	0,420	54,5	24,07
3	$\alpha = 1,0; \eta_V = 0,8$	4,37	2565	0,77	0,418	45,7	15,55
4	$\alpha = 1,0; \eta_V = 0,7$	3,63	2555	0,66	0,416	36,7	16,48
5	$\alpha = 1,0; \eta_V = 0,6$	2,92	2545	0,55	0,412	27,5	14,82
6	$\alpha = 1,0; \eta_V = 0,5$	2,27	2534	0,44	0,407	18,1	13,57
7	$\alpha = 1,2; \eta_V = 0,5$	2,34	2329	0,38	0,420	13,0	2,92
8	$\alpha = 1,4; \eta_V = 0,5$	2,37	2169	0,33	0,429	9,0	0,61
9	$\alpha = 1,6; \eta_V = 0,5$	2,38	2042	0,29	0,432	5,6	0,15
10	$\alpha = 1,8; \eta_V = 0,5$	2,36	1934	0,26	0,436	2,9	0,05
11	$\alpha = 2,0; \eta_V = 0,5$	2,34	1844	0,23	0,437	0,5	0,04

На рисунке 5 представлен график изменения коэффициента избытка воздуха и коэффициента наполнения цилиндра для расчетных режимов мощности.

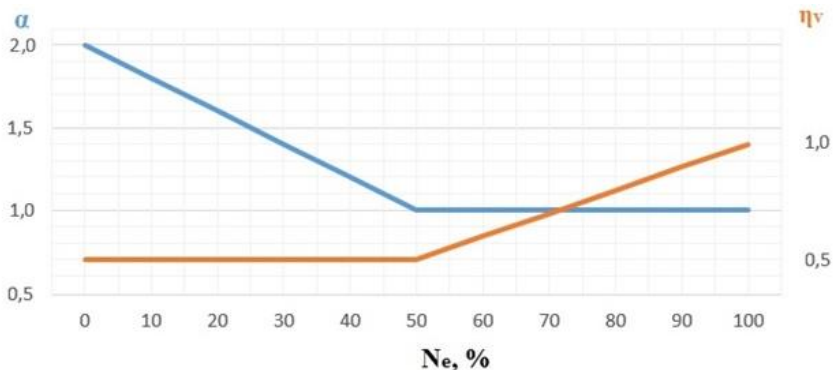


Рисунок 5 – График осуществления смешанного регулирования двигателя, рассчитанный на программном комплексе «Дизель-РК» [1]

Критическим значением для рассматриваемых показателей является 6 режим, где $\alpha = 1,0$ и $\eta_v = 0,5$ (рисунок 6). После прохождения критического значения резкое снижение давления рабочего тела сменяется более стабильными показателями, находящимися в пределах одного диапазона; при увеличении α возрастает полнота сгорания ТВС, следовательно, скорость сгорания и количество выделяющегося тепла падают, и это выражено в снижении давления газов в цилиндрах (график «Давление рабочего тела», рисунок 6) и мощности (график «Эффективная мощность», рисунок 6), где явный спад до критической точки сменяется более пологим падением мощности. В вышеуказанном случае экономичность увеличится, поскольку наиболее полно происходит сгорание топлива, и требуется меньшее его количество. Уменьшение объема подаваемого топлива также приводит к снижению температуры рабочего тела (график «Температура рабочего тела», рисунок 6); где на графике можно наблюдать смену стабильных показателей на значительное уменьшение температуры рабочего тела. Снижение расхода топлива и увеличение коэффициента избытка воздуха также обуславливают рост индикаторного КПД двигателя (график «Индикаторный КПД», рисунок 6); на графике до критического значения отмечен незначительный спад индикаторного КПД, а после прохождения критической точки – значительный рост данного показателя. Эффективная мощность также уменьшается из-за падения индикатор-

ного давления (график «Индикаторное давление», рисунок 6); индикаторное давление имеет тенденцию к снижению, не зависящую от способа управления мощностью двигателя. Газообразное топливо является более экологически чистым по сравнению с жидкими нефтяными топливами, и это связано с рядом факторов: для газовых топлив обеспечивается более полное сгорание за счет образования гомогенной топливно-воздушной смеси, из-за падения мощности уменьшается средняя температура цикла (график «Выбросы вредных веществ, NO_x приведенные к NO_2 », рисунок 6); при изменении способа управления мощностью происходит резкое и значительное уменьшение вредных веществ, которые практически сводятся к нулевой отметке.

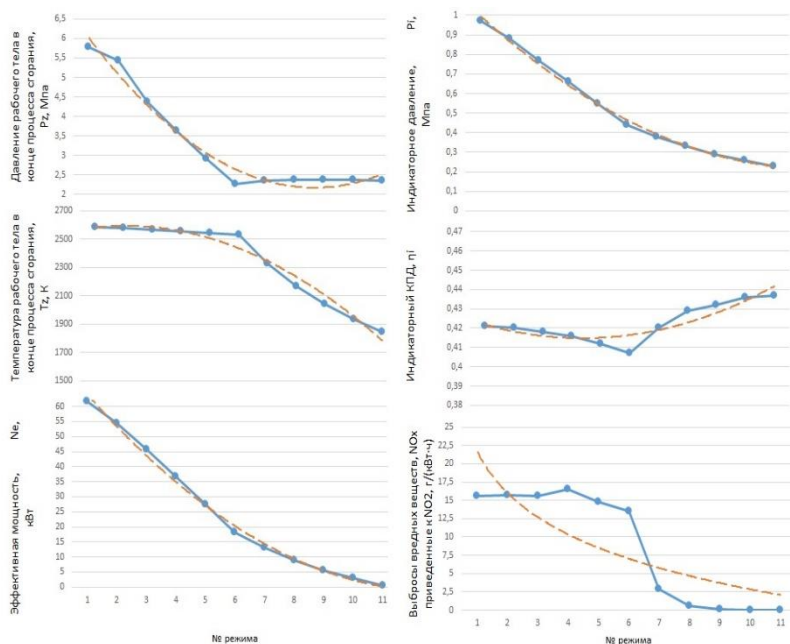


Рисунок 6 – Результаты расчетов эффективной мощности, индикаторного КПД, индикаторного давления, давления и температуры рабочего тела в конце процесса впуска и выбросы вредных веществ, рассчитанные на программном комплексе «Дизель-РК» [1]

Также был произведен расчет на программном комплексе «Дизель-РК» для вышеупомянутого двигателя, работающего на метане,

состоящего из CH_4 на 95% и C_2H_6 на 5% и постоянного коэффициента избытка воздуха равного 1; и представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов эффективной мощности, индикаторного КПД, индикаторного давления, давления и температуры рабочего тела в конце процесса впуска и вредных выбросов отработавших газов на программном комплексе «Дизель-РК» [1]

№ режима	Размерность коэффициента η_V	Показатель					
		Давление рабочего тела в конце процесса сгорания, P_z , МПа	Температура рабочего тела в конце процесса сгорания, T_z , К	Индикаторное давление, P_i , МПа	Индикаторный КПД, η_i	Эффективная мощность N_e , кВт	Выбросы вредных веществ, NO_x , приведенные к NO_2 , г/(кВт·ч)
1	$\eta_V = 1,0$	5,79	2585	0,97	0,421	61,6	15,55
2	$\eta_V = 0,9$	5,44	2576	0,88	0,420	54,5	15,70
3	$\eta_V = 0,8$	4,37	2565	0,77	0,418	45,7	15,55
4	$\eta_V = 0,7$	3,63	2555	0,66	0,416	36,7	16,48
5	$\eta_V = 0,6$	2,92	2545	0,55	0,412	27,5	14,82
6	$\eta_V = 0,5$	2,27	2534	0,44	0,407	18,1	13,57
7	$\eta_V = 0,4$	1,94	2503	0,35	0,402	11,8	12,05
8	$\eta_V = 0,3$	1,68	2461	0,28	0,398	7,2	11,52
9	$\eta_V = 0,2$	1,28	2392	0,28	0,394	3,6	8,93
10	$\eta_V = 0,1$	1,13	2331	0,21	0,390	1,0	7,21

С постепенным прикрытием дросселя и неизменным коэффициентом избытка воздуха (отсутствует обеднение смеси для невысоких нагрузок при средних скоростях) наблюдается явное падение давления рабочего тела (график «Давление рабочего тела», рисунок 7) и увеличение температуры рабочего тела (график «Температура рабочего тела», рисунок 7). Возрастает продолжительность догорания ТВС, что приводит к незначительному уменьшению индикаторного давления (график «Индикаторное давление», рисунок 7), в следствие изменения давления также наблюдается незначительное снижение эффективной

мощности (график «Эффективная мощность», рисунок 7). Поскольку не увеличивается коэффициент избытка воздуха, то происходит явное снижение индикаторного КПД (график «Индикаторный КПД», рисунок 7) и значительный рост вредных веществ («Выбросы вредных веществ, NO_x приведенные к NO_2 », рисунок 7), так как не хватает воздуха для дожигания вредных веществ в отработавших газах.

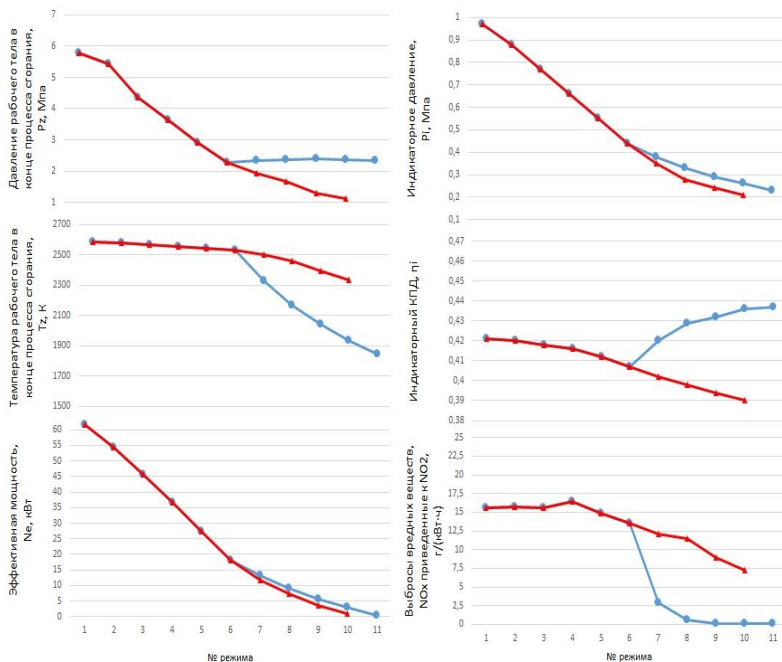


Рисунок 7 – Результаты расчетов эффективной мощности, индикаторного КПД, индикаторного давления, давления и температуры рабочего тела в конце процесса впуска и выбросы вредных веществ, рассчитанные на программном комплексе «Дизель-РК»

Выводы

В данной статье был проведен анализ смешанного управления, использующего принцип расслоенного заряда смеси, для газового двигателя при заявленных номинальных показателях. Для применения данного двигателя в качестве силового агрегата генераторной установки, необходимо снижение частоты вращения коленчатого вала до 3000 мин-1. Выполненное исследование подтверждает, что его внедрение

будет эффективно применяться в условиях современного двигателестроения, а работа двигателя на газовом топливе способствует улучшению показателей вредных выбросов отработавших газов. Также сравнительный анализ показал, что совместное использование регулирования наполнением цилиндра и составом смеси обеспечивает работу ДВС при наилучших показателях, тогда так при использовании только количественного способа показатели отличаются пониженной эффективностью.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс] / МГТУ им. Н.Э. Баумана; Электрон. дан. – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php>, свободный. – Загл. с экрана.

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ АКТИВНОСТИ МЕТОДОМ УРАВНОВЕШИВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ 4Т371.08.07

Прокопенко Е.А., Кузьмин А.Г.

Снижение вибрационной активности двигателей внутреннего сгорания является одной из важнейших задач. Вибрация негативно влияет не только на здоровье человека, но и на долговечность деталей машин и механизмов.

Вредные вибрации возникают из-за движения транспортных средств и рабочей активности машин. Результат высокой интенсивности вызывает разрушение приборов и машин, а также быстрое утомление и заболевания у людей.

Вибрационные колебания могут привести к разрушению механических конструкций из-за усталости металла. Усталостные отказы мимолетны, без намеков на надвигающуюся опасность. Главную опасность представляют интенсивные резонансные колебания конструкции.

Решение проблем с вредной вибрацией ведется по двум основным направлениям: уменьшение или устранение неуравновешенных силовых воздействий непосредственно в самом источнике вибрации и выход из режима резонанса. Достижение этого возможно при изменении характеристик системы (массы, жесткости) или переходе на другой режим работы (изменением частоты колебаний).

Поэтому при разработке двигателей внутреннего сгорания особое внимание уделяется уравновешенности двигателя.

Как известно, рядный 4-тактный 4-цилиндровый двигатель с плоским коленчатым валом не уравновешен от действия сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся деталей.

$$\sum P_{II} = 4\lambda \cdot m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (1)$$

Вследствие неуравновешенности $\sum P_{II}$ стоит задуматься о необходимости применения уравновешивающего механизма. Оценка степени неуравновешенности произведена по критериям, предложенным в свое время специалистами ОАО ХК «Барнаултрансмаш»:

$$K_y = \frac{100 \cdot M \cdot r}{\theta \cdot \nu \cdot \omega_B} \quad (2)$$

$$K_y = \frac{100 \cdot P}{m \cdot \nu \cdot \omega_B} \quad (3)$$

где M – суммарный неуравновешенный момент;
 P – суммарная неуравновешенная сила;
 r – расстояние до наиболее удаленной точки;
 θ – момент инерции двигателя;
 ν – порядок гармоники;
 ω_B – угловая скорость вращения вала двигателя;
 m – масса двигателя.

K_y характеризует качественную картину уравновешенности и вибрации: $K_y < 0,1$ – незаметные вибрации; $\frac{1}{3} > K_y > 0,1$ – спокойная работа; $1 > K_y > \frac{1}{3}$ – нормальные вибрации; $3 > K_y > 1$ – заметные вибрации (требуется тщательный подбор подвески); $6 > K_y > 3$ – значительные вибрации; $9 > K_y > 6$ – сильные вибрации (в некоторых установках требуется метод по дополнительному уравновешиванию); $K_y > 9$ – очень сильные вибрации, возможно повреждение конструкции; необходимы меры по значительному улучшению уравновешивания.

$$K_y = \frac{100 \cdot 22993,4}{800 \cdot 2 \cdot 219,91} = 6,53$$

Расчет показал, что критерий лежит в пределах от 6 до 9 единиц. А это соответствует сильным вибрациям, которые будут сказываться на здоровье человека и долговечности деталей двигателя.

На следующем этапе проведен конструктивный анализ различных схем уравновешивания двигателей 4L с плоским коленчатым ва-

лом. За основу принят уравновешивающий механизм, аналогичный установленному в дизеле А-41 Алтайского моторного завода (рисунок 1). Выбор основывается на том, чтобы механизм был долговечен и прост в обслуживании.

Произведен расчет уравновешивающих грузов (рисунок 2).

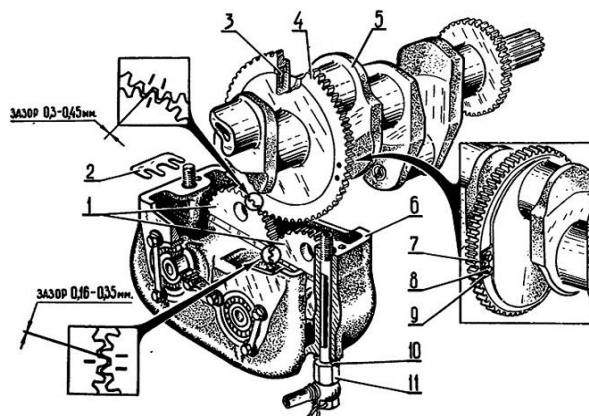


Рисунок 1 – Механизм уравновешивания в картере с нижним расположением валов

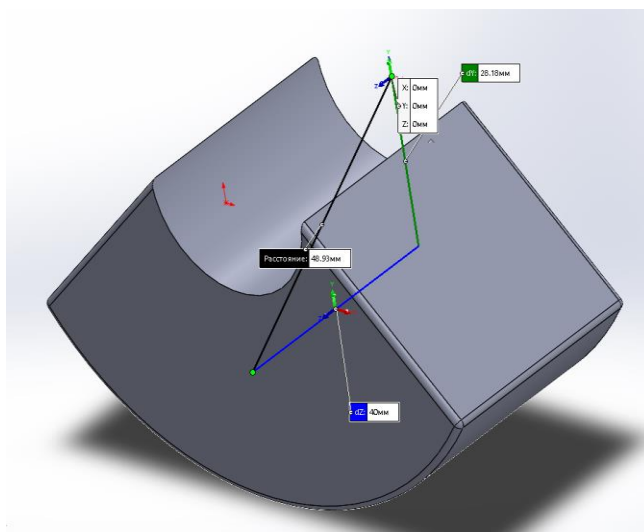


Рисунок 2 – Груз механизма уравновешивания

Таким образом, для проектируемого двигателя выявлено, что неуравновешенны силы инерции второго порядка. Первичный анализ по критериям уравновешенности показал, что при работе двигателя могут возникать значительные вибрации и для борьбы с ними требуется разработка уравновешивающего механизма. За основу был принят уравновешивающий механизм, аналогичный установленному на двигателе А-41 Алтайского моторного завода из-за простоты его конструкции и удобства обслуживания. Расчеты показали, что требуется подбор грузов массой 2,11 кг.

ЛИТЕРАТУРА

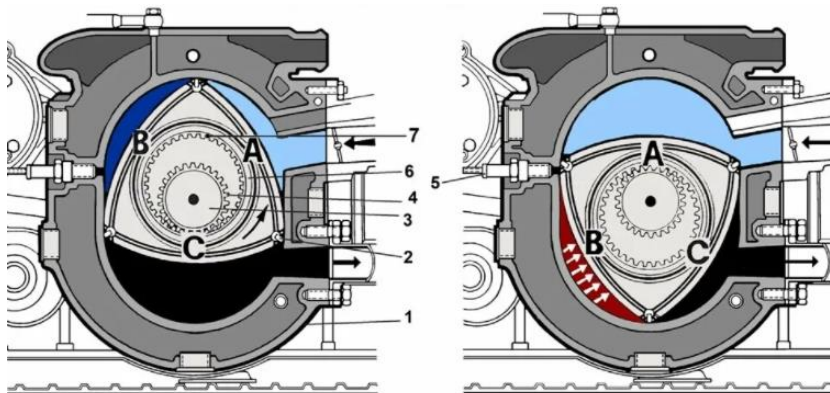
1. Синицын, В.А. Динамическая уравновешенность двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие (Модульный курс) / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И.Ползунова. – Барнаул: Издательство АлтГТУ, 2014. – 108 с.

2. Гоц, А. Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 128 с.

СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Булкин Д.П., Свистула А.Е.

Одна из основных проблем роторно-поршневого двигателя на сегодняшний день – низкие экологические показатели [1,2]. Причиной этого является неполное сгорание топливовоздушной смеси вблизи задней, по ходу вращения, вершины ротора, что приводит к увеличению эксплуатационного расхода топлива и повышенным выбросам продуктов неполного сгорания (CO и C_xH_y). Распространению фронта пламени в эту часть камеры сгорания препятствует однонаправленное движение заряда, обусловленное вращением ротора [3] (рисунок 1).



1 – корпус секции; 2 – уплотнительная пластина ротора; 3 – вал; 4 – зубчатый венец вала (статор); 5 – свеча зажигания; 6 – ротор; 7 – зубчатый венец ротора; А, В, С – грани ротора

Рисунок 1 – Конструкция роторно-поршневого двигателя

Однако были проведены исследования в области улучшения экологических показателей роторно-поршневого двигателя, для его конкурентоспособности на рынке с другими ДВС. Увеличения скорости сгорания топливоздушной смеси по направлению к задней вершине ротора можно добиться за счет добавок к основному топливу такого активного, с точки зрения горения, вещества как водород.

На базе роторно-поршневого двигателя ВАЗ-3И были проведены экспериментальные исследования влияния добавок водорода к бензовоздушной смеси на экологические показатели двигателя [4]. Исследования проводились на режимах холостого хода и среднего городского ездового цикла: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,2 \text{ МПа}$. Подача водорода осуществлялась с помощью форсунки во впускной коллектор РПД. Система фазированного впрыска топлива позволяет в широких пределах варьировать момент начала и длительность впрыска топлива.

На рисунке 2 представлены зависимости содержания CO и C_xH_y в отработавших газах от величины добавки водорода (по массе) на режиме холостого хода.

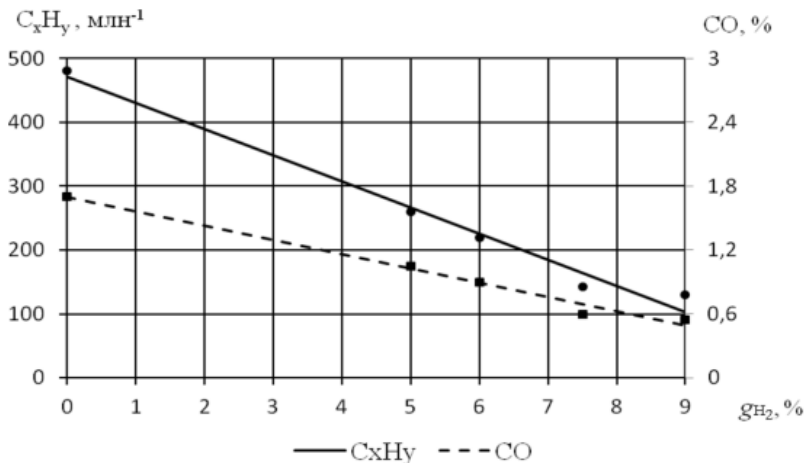


Рисунок 2 – Влияние массовой добавки водорода на токсичность отработавших газов в роторно-поршневом ДВС (ВАЗ-3И)

Как видно из рисунка 2, добавка 9% водорода в бензо-воздушную смесь приводит к снижению содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода в три раза.

Следует отметить, что без добавок водорода двигатель работал на слегка обогащенной бензо-воздушной смеси ($\alpha = 0,95$), так как при больших значениях коэффициента избытка воздуха устойчивость работы нарушалась.

На рисунке 3 представлено влияние коэффициента избытка воздуха на концентрацию продуктов неполного сгорания с добавками водорода. Значения в каждой точке на диаграмме соответствуют величине добавляемого водорода по массе. В ходе экспериментов установлено, что за счет добавок водорода на режиме холостого хода можно повысить предел обеднения до $\alpha = 1,16$, что дает возможность снизить содержание CO в отработавших газах до 0,1%. При этом концентрация несгоревших углеводородов в отработавших газах снизилась в три раза с добавкой водорода 6,6%.

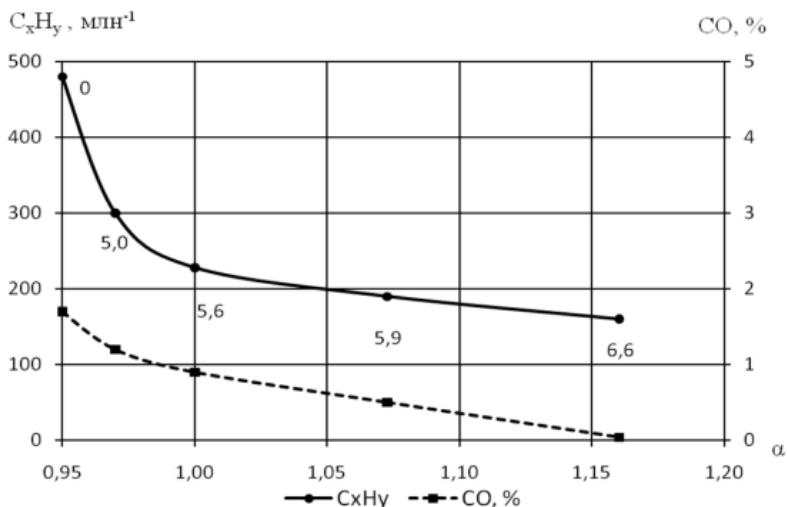


Рисунок 3 – Зависимость концентрации продуктов неполного сгорания от коэффициента избытка воздуха с добавками водорода на режиме холостого хода РПД (ВАЗ-3И)

Учитывая, что работа автомобильного двигателя на режиме холостого хода в условиях городского движения может составлять до 35% от общего времени работы, полученное для этого режима снижение выбросов токсичных компонентов должно привести к существенному улучшению его эксплуатационных экологических характеристик.

Влияние добавок водорода на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами РПД на осредненном режиме городского цикла оказалось, как и на режиме холостого хода, весьма заметным.

На рисунке 4 представлены, построенные по результатам испытаний, зависимости выбросов продуктов неполного сгорания и оксида углерода от величины добавки водорода. Как видно, за счет добавки 5% водорода выбросы CO уменьшились в два раза, а выбросы C_xH_y – на 42%.

Отметим, что в ходе испытаний на нагрузочных режимах длительности впрыскивания водорода и бензина подбиралась таким образом, чтобы в камеру РПД поступала топливовоздушная смесь стехиометрического состава.

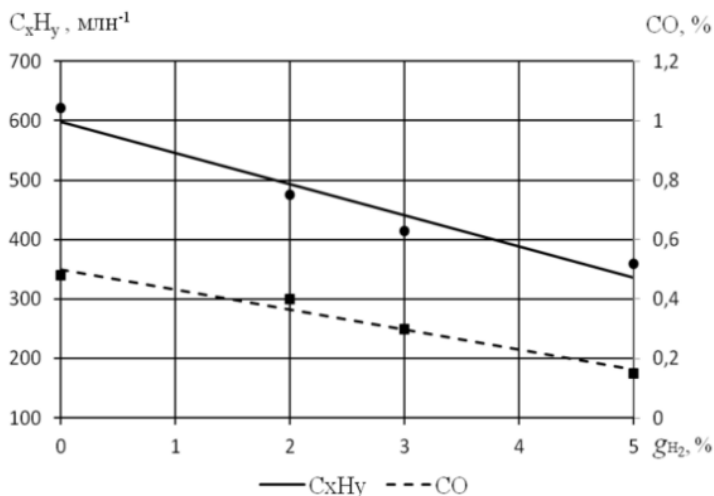


Рисунок 4 – Зависимость концентрации продуктов неполного сгорания от величины добавки водорода на осредненном режиме городского цикла

Таким образом, за счет добавок водорода и его производных можно обеспечить снижение вредных выбросов РПД с ОГ [5,6]. С точки зрения шума и вибраций, роторно-поршневой двигатель значительно превосходит ДВС с кривошипно-шатунным механизмом, так как является полностью уравновешенным и не создаёт вибраций и шума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ситников, А.П. Автономные универсальные силовые приводы на базе многотопливных роторных двигателей / А.П. Ситников и др. // Известия института инженерной физики. – 2012. – Т. 1. – №23. – С. 74-77.
2. Броладзе, К.Э. Роторно-поршневые двигатели «WANKEL» AG / К.Э. Броладзе // Международный научный журнал «Воздушный транспорт». – 2012. – №1 (7). – С. 21-35.
3. Зиновьев, И.В. Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях/ И.В. Зиновьев, Е.В. Шатров // Автомобильная промышленность. – 1980. – №12. – С. 7-10.
4. Влияние добавки водорода на показатели роторно-поршневого двигателя Ванкеля / Е.А. Федянов, Ю.В. Левин, С.Н. Шумский, В.А. Алексейчук // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 11. – Волгоград, 2015. – № 5 (165). – С. 65-68.
5. Матиевский, Д.Д. Повышение экономичности и снижение

вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Вестник Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. – 2000. – № 2. – С. 122-128.

6. Свистула, А.Е. Снижение сажевыделения и расхода топлива в дизеле присадкой газа и воды к топливу / А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 95-104.

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ В ДВС

Кретышев В.В., Кулманаков С.П.

Механические потери рассматриваются как затраченная на преодоление всех внешних и внутренних типов сопротивления в сопряжениях деталей и механизмов.

За последние 10-15 лет замечен явный прогресс в двигателестроении, но при этом механический КПД двигателя в среднем не превышает значение 0,75 на номинальном режиме работы. Иначе говоря, четверть сжигаемого нами топлива теряется безвозвратно. Общих механических потерь на цилиндро-поршневую группу двигателя приходится от 40 до 60%, а в подшипниках – до 20% от всех механических потерь. На уровень механических потерь, влияют такие факторы, как: силы, нагружающие трущиеся подвижные сочленения двигателя; средние по времени значения сил инерции, действующих в подвижных сопряжениях, которые и определяют потери на трение.

Таблица 1 – Величина составляющих механических потерь

Составляющие механических потерь	% от общих потерь
	Дизель
1 На трение в КШМ	69,4
1.1 поршень, кольца, гильза, поршневой палец	51,2
1.2 подшипники коленчатого вала:	18,2
коренные	11,5
шатунные	6,7
2 На привод	17,3
2.1 масляный насос	6,7
2.2 топливный насос	2,0
2.3 водяной насос и генератор	1,8
2.4 вентилятор	5,5
2.5 механизм газораспределения	1,3
3 На газообмен	13,3

Данные о распределении механических потерь в ДВС, приведенные в таблице 1, показывают, что механические потери от трения поршневой группы занимают ведущее положение и составляют 40-55% суммарных механических потерь, затем следуют потери от трения в подшипниках коленчатого вала, которые составляют около 20%. Остальная доля механических потерь распределяется между составляющими на привод агрегатов, а также на насосные потери.

Анализ работ позволяет разделить методы уменьшения механических потерь в ДВС на следующие:

1. конструкционные;
2. технологические;
3. эксплуатационные.

Первая группа методов предполагает воздействие на конструкцию, а именно: видоизменение кинематической схемы для уменьшения нагрузок на КШМ, оптимизацию формы, размеров, микро- и макро-профиля трущихся поверхностей деталей. Вдобавок к этому, рассматривается влияние на реологические свойства моторного масла и согласование его показателей с конструкцией смазываемых деталей. Последнее подразумевает, что смазочный материал является неотъемлемой частью группы трения «тело – смазочный материал – контртело».

Вторая группа в большей мере относится к материалу и параметрами поверхности детали, а также к обоюдному влиянию свойств поверхностей трения на свойства материала смазки.

Третья – включает как управление режимами работы ДВС в целом, так и отдельных узловых единиц с целью снижения общих механических потерь. Типичным примером реализации данного подхода может служить отключение цилиндров при работе многоцилиндрового двигателя.

Снижение сил трения в цилиндропоршневой группе, точнее, с усилий, действующих на поршень. К примеру, в ВМТ, как известно, происходит перекладка поршня – то есть, изменение направления действия сил с одной стороны юбки на другую. И при этом, сгорание топлива приводит к возрастанию силы давления газов, передаваемой на соединение пальца с поршнем и шатуном. Это вызывает и рост силы трения в соединении. Здесь можно сделать вывод, чем больше сила давления юбки на стенку, тем выше и сила трения юбки.

Именно это обстоятельство обязывает, в конечном счете, перейти от традиционных еще в 70-х годах тяжелых и высоких поршней и шатунов к легким конструкциям конца 90-х – волна всеобщего укорочения юбок поршней, уменьшения длины и диаметра пальцев, длины и

сечений стержня шатунов прошла от Японии через Европу в Америку.

Еще один относительно новый способ снижения трения – это нанесение на юбку поршня специального антифрикционного покрытия. Чаще всего, в качестве покрытия используют графит. Данное покрытие довольно хорошо работает в режиме «полужидкостного трения», при котором происходит соприкосновение поверхностей по вершинам микронеровностей. В целом, возможность снижения потерь на трение заложена и в поршневых кольцах.

Постоянно увеличивающаяся удельная мощность ДВС значительно усложняет работу поршней, которые должны как можно дольше выдерживать значительно возросшие механические и термические нагрузки, отличаясь при этом максимальной легкой конструкцией и работая с минимальными потерями на трение. Для того, чтобы справиться с такими жесткими требованиями, разработаны новые технологии производства алюминиевых и стальных поршней. Особенность запатентованной конструкции EvotecSC заключается в интегрированном канале охлаждения, который способствует снижению температуры в районе первой кольцевой канавки на величину до 25°C.



а – Mahle Evotec SC; б – Mahle Evolite; в – Mahle MonoGuide

Рисунок 1 – Поршни фирмы Mahle

Стальные поршни выдерживают более высокие значения температур и давлений, чем алюминиевые, и вдобавок к этому отличаются меньшими потерями на трение. Во-первых, это объясняется более низким температурным расширением стали, а во-вторых, повышенной жесткостью и прочностью, которые достигаются благодаря снижению высоты поршня при одновременном сохранении его массы. Запатентованные конструкции поршней MonoTherm и MonoGuide отлично зарекомендовали себя в дизелях для легковых автомобилей (рисунок 1, в).

Что касается современных тенденций конструирования цилиндров для быстроходных дизелей нужно отметить применение гильз

цилиндров с так называемым огневым кольцом (или кольцевой вставкой) в верхней части в прямоугольной выемке. Такая вставка предотвращает образование твердого слоя масляного нагара на огневом поясе поршня. Эффект достигается с помощью тщательного подбора внутреннего диаметра вставки, который меньше внутреннего диаметра цилиндра. В этом случае, при прохождении поршнем ВМТ огневая вставка соскабливает с поршня нежелательные отложения нагара и сдерживает его образование при работе поршня в дальнейшем.



Рисунок 2 – Типичный вид внутренней поверхности гильзы цилиндра с расточкой верхнего пояса

ЛИТЕРАТУРА

1. Путинцев, С.В., Агеев, А.Г., Аникин, С.А. Влияние деформации поршня на механические потери и износ в ЦПГ быстроходного дизеля // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: материалы XVII международ. науч. практ. конф. – Владимир. 2015. – С. 277-280.
2. Путинцев, С.В. Трибологические аспекты развития современных ДВС // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: матер. докл. VIII междунар. научн.-практ. конф. – Владимир. 2001. – С. 38-41.
3. Путинцев, С.В., Аникин, С.А. Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях. – Saarbrücken: Lambert Academic Publishing. – 2011. – 330 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БЫСТРОХОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ

Воронин А.С., Сеницын В.А.

Проследив за историей двигателестроения от создания первых двигателей до последних моделей, невольно задумываешься: насколько же ДВС становится совершенным за счет модернизаций и внедрения новых технологий. Благодаря науке значительно увеличились КПД и мощность двигателей при уменьшении габаритных размеров. Они стали экономичнее и экологичнее.

В условиях рыночной экономики ведется борьба не столько за большой ресурс работы двигателя, сколько за соответствие мощностным показателям, экологичности и конкурентоспособности по стоимости.

Повышение мощности двигателя является одной из традиционных и очень важных задач современного двигателестроения. Для её решения используются самые различные средства.

Важный фактор, влияющий на величину эффективной мощности двигателя – это плотность поступающего в цилиндр свежего заряда (ρ_0) посредством предварительного сжатия его в компрессоре.

С повышением плотности поступающего в цилиндр воздушного заряда увеличивается массовое наполнение цилиндра. Это позволяет увеличить количество подаваемого в цилиндр топлива.

Увеличение мощности при наддуве по отношению к мощности того же двигателя без наддува оценивается параметром, который получил название степени наддува (λ_n):

$$\lambda_n = \frac{N_{e_n}}{N_e} = \frac{P_{e_n}}{P_e} \quad (1)$$

С повышением среднего эффективного давления и мощности при наддуве, из-за поступающего в цилиндры большего количества топлива, значительно растет температура и давление рабочего тела (увеличиваются существенно T_{max} и p_{max}). Следовательно, растет тепловая (ТН) и механическая напряженность.

Но все же, как решить задачу увеличения мощности двигателя за счет наддува, не превысив предельный уровень напряжений, возникающих в деталях цилиндра-поршневой группы?

Механические напряжения при наддуве могут быть значительными, но не всегда уровень таких напряжений достигает критических значений. В основном напряжения обусловлены значительным повы-

шением температуры деталей ЦПГ (прежде всего поршня и головки цилиндров) из-за повышения температуры рабочего тела.

Тепловые нагрузки становятся определяющими, поэтому при проектировании и исследовании двигателей (особенно наддувных двигателей) оценке уровня теплонапряженности должно быть уделено соответствующее внимание.

В качестве критерия оценки уровня теплонапряженности используется параметр удельного теплового потока, представляющий собой отношение теплового потока к площади воспринимающей его поверхности.

Для косвенной оценки тепловой напряженности может быть использован обобщенный параметр, предложенный А. К. Костиным

$$q_n = b c_n^{0,5} \cdot \left(P_e g_e \cdot \frac{T_k}{T_0} \right)^{0,88} \cdot \left(\frac{D}{P_k} \right)^{0,38} \quad (2)$$

где b – коэффициент (для 4-тактных ДВС $b = 1$);

c_n – средняя скорость поршня, м/с;

D – диаметр цилиндра, дм;

P_k – давление воздуха перед впускными органами, кг/см²;

T_k – температура воздуха перед впускными органами, К;

$T_0 = 298$ К;

P_e – среднее эффективное давление, кг/см²;

g_e – удельный эффективный расход топлива, (кг/л.с.)·ч.

Многолетний опыт двигателестроения позволяет рекомендовать следующие безопасные верхние значения температур в характерных точках деталей ЦПГ.

Таблица 1 – Безопасные верхние значения температур в характерных точках деталей ЦПГ

Материал деталей ЦПГ	Макс. допустимая t, °С
Алюминиевые сплавы	250-350
Чугун	400-450
Сталь	450-500
Жаростойкие, жаропрочные стали и сплавы	550-650

Экспериментальным путем определены предельные значения критерия q_n для отдельных конструктивных типов поршней (рассматриваем поршень как наиболее теплонапряженным среди деталей цилиндро-поршневой группы ДВС):

Таблица 2 – Предельные значения критерия q_n

Тип поршня	q_n
Чугунные неохлаждаемые поршни	4,0
Неохлаждаемые поршни из легких сплавов с коэффициентом теплопроводности 120...150 ккал	6,0
Поршни, охлаждаемые опрыскиванием оребренных днищ маслом	6,6-6,8
Поршни с циркуляционным масляным охлаждением	8,0
Поршни с активным масляным охлаждением (взбалтыванием)	10,0
Поршни с теплоизоляционным покрытием	13

Известно, что t_n изменяется пропорционально критерию q_n :

$$t_n = t_{\text{охл}} + 103 \cdot a \cdot q_n \quad (3)$$

где a – коэффициент ($a = 0,25 - 0,35$ для поршней из материала с высокой теплопроводностью, и охлаждаемых; $a = 1$ для чугунного неохлаждаемого поршня дизеля);

$t_{\text{охл}}$ – температура охлаждающей жидкости (масла).

Для определения возможности повышения мощности дизеля УТД-29 АО «Барнаултрансмаш» наддувом, без внесения изменений в конструкцию деталей ЦПГ из-за увеличения температурной нагрузки, используем критерий теплонапряженности q_n (2).

Используя исходные данные и нагрузочные характеристики проведенных испытаний дизеля, определяем среднее эффективное давление P_e , критерий q_n и температуру поршня t_n для каждого режима работы двигателя.

Таблица 3 – Показатели двигателя на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента

Параметр	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_e, \text{л.с}$	$P_e, \text{кг/см}^2$	q_n	$t_n, ^\circ\text{C}$
$N_{e_{\text{max}}}$ $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$	1214,87	450	5,879	4,52	230
$M_{e_{\text{max}}}$ $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$	1491,59	340	7,219	4,22	220

В большом диапазоне изменения P_e температура поршня изменяется по закономерностям, близким к линейным и имеют вид:

$$t = a + b \cdot P_e \quad (4)$$

Максимальный критерий Костина (q_n) и температура поршня (t_n) выявлены на максимальной мощности двигателя при $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Используя систему линейных уравнений и данные, полученные в результате вычислений, найдем коэффициенты a и b при N_{max} и выведем собственную формулу для определения t_n для поршня дизеля УТД-29.

$$a = 80,103;$$

$$b = 25,497.$$

$$t_n = 80,103 + 25,497 \cdot P_e \quad (5)$$

Анализируя проведенные расчеты, можно сделать вывод, что поршень находится в температурной зоне, не превышающей допустимые значения теплонапряженности.

Учитывая тот факт, что поршни из алюминиевого сплава могут работать до максимально допустимых температур 250-350°C (таблица 1), и для неохлаждаемых поршней из этих сплавов расчетный критерий А.К. Костина (q_n) может доходить до значений $q_n = 6$ (таблица 2), рассмотрим возможность форсирования данного двигателя до $N_e = 550 - 600$ л.с. при $n = 2600$ мин⁻¹.

При данной форсировке двигателя расчетные параметры составят:

Таблица 4 – Расчетные параметры

Параметр	λ_n	N_e , л.с	M_e , Н·м	P_e , кг/см ²	q_n	t_n , °С
$N_{e_{max}}$ $n = 2600$ мин ⁻¹	1	450	1214,87	5,879	4,52	230
	1,22	550	1484	7,718*	5,39	263
	1,33	600	1619	7,84*	5,82	280
Увеличение параметра, %	22-33	22-33	22-33	31-33	19-29	14-28

* $P_{ен}$ – среднее эффективное давление при наддуве.

При увеличении степени наддува (λ_n) дизеля до значений 1,22-1,33 видно, что мощность двигателя увеличивается на 22-33%, что в свою очередь повысит температуру поршня с 230°C до 263-280°C, соответственно.

При увеличении мощность двигателя возрастает до 600 л.с, полученная расчетным путем максимальная температура поршня не превышает критических значений для материала, из которого он изготовлен, что свидетельствует о возможности увеличении степени наддува (λ_n) двигателя до 1,33.

Полученный критерий q_n , для максимального расчетного значения при увеличении степени наддува (λ_n) двигателя до 1,33 ($N_e =$

600 л. с.) также свидетельствует о возможности применения данного типа поршня без его конструктивных изменений (таблица 2).

Так как P_e и температура поршня изменяются по закономерностям, близким к линейным (4), а степень наддува пропорциональна P_e (1), то для расчета температуры поршня при увеличении мощности двигателя наддувом формула может иметь следующий вид:

$$t_n = a + b \cdot P_e \cdot \lambda_n \quad (6)$$

Для двигателя УТД-29 (10ЧН 15/15) АО «Барнаултрансмаш» формула (6) будет иметь следующий вид:

$$t_n = 80,103 + 25,497 \cdot P_e \cdot \lambda_n \quad (7)$$

Основываясь на выбранной форме критериальной зависимости, для оценки теплового состояния поршня двигателя УТД-29 был разработан собственный критерий теплонапряженности, проведены необходимые расчеты, анализ которых позволил предложить форсирование данного двигателя.

Выведенная формула (7) позволяет просчитать температуру поршня двигателя УТД-29 при увеличении степени наддува в заданных пределах и, в случае превышения допустимой тепловой нагрузки, рассмотреть возможность внесения конструктивных изменений руководствуясь таблицами 1 и 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нечаев, Л.В. Температурное состояние деталей ДВС и его регулирование / Л.В. Нечаев, В.А. Сеницын : учеб. пособие. Издание 2 – доп. и перераб. – Барнаул: АлтГТУ, 2001. – 152.
2. Сеницын, В.А. Косвенные критерии теплового состояния деталей ЦПГ двигателей внутреннего сгорания / В.А. Сеницын, Л.В. Нечаев // Ползуновский альманах. – 2009. – №4. – С.107-112.
3. Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
4. Шароглазов, Б.А., Фарафонов, М.Ф., Клементьев, В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАПСОВОГО МАСЛА КАК ТОПЛИВА

Кулаев И.С., Кулманаков С.П.

На кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Алтайского государственного технического университета был проведен большой цикл экспериментальных работ, позволяющий оценить особенности перевода дизельного двигателя на использование биотоплив.

В процессе проведения испытаний были исследованы вышеперечисленные способы использования биотоплив. Также были проведены специальные исследования, позволяющие оценить процессы, происходящие при работе на топливах с иными физико-химическими свойствами.

Наиболее простым способом является использование чистого рапсового масла в качестве моторного топлива. Существуют попытки использования РМ в серийных дизелях без переоснащения топливной аппаратуры. Возможна кратковременная работа на таком топливе, но со временем это приводит к ухудшению показателей двигателя и к выходу двигателя из строя из-за сильного нагарообразования. Основные проблемы при использовании РапМ в дизелях является:

- изменение свойств РапМ;
- высокая температура воспламенения;
- высокая вязкость.

Это решено следующими путями:

- принятием стандарта на РапМ;
- использованием регулируемого подогрева РапМ;
- управлением подачей топлив;
- использованием необходимых ступеней фильтрации;
- путем электрического управления;
- при необходимости использованием впрыскивающей аппаратуры;
- использованием управляющей аппаратуры и реле.

Одним из перспективных путей решения данных проблем является рациональная организация взаимодействия топливной и воздушной фаз для снижения вероятности образования температурно-концентрационных неоднородных зон и последующего сажевыделения в цилиндре. Практическая реализация этого мероприятия в целях улучшения качества смесеобразования и сгорания, уменьшения выделения сажи в цилиндре, а, следовательно, более эффективного использования теплоты в цикле предполагает проведение комплекса теорети-

ческих и экспериментальных исследований происходящих процессов и является актуальной задачей.

Специфика горения топлива в цилиндре дизеля при большой неоднородности топливно-воздушной смеси по составу и температуре, высоких значениях давления и температуры предопределяет параллельно развитию процесса горения крекинг топлива и выделение свободного углерода в виде сажи с медленным догоранием последней на линии расширения с высоким коэффициентом несвоевременности сгорания. Количество выделяющейся сажи в цикле может служить косвенным индикатором качества процесса смесеобразования. Повышение экономичности требует реализации смесеобразования в дизеле таким образом, чтобы после воспламенения исключить глубокую неоднородность топливно-воздушной смеси и предотвратить образование сажи.

При развитии свободного топливно-воздушного факела качество смесеобразования весьма низкое и улучшить его посредством изменения давления впрыскивания, диаметра сопел, параметров газовой среды и т.д. весьма проблематично; требуется строгое согласование параметров впрыска с формой камеры сгорания, которое нарушается при работе на неоптимальных режимах, износе ТА и т.п.

Существенно уменьшить неоднородность в распределении топлива по окислителю можно за счет разрушения переобогащенных топливом зон путем впрыскивания топлива с присадкой газа или водо-топливной эмульсии. Преимуществом такого впрыскивания является дополнительное диспергирование топлива и более качественное распределение его по окислителю соответственно за счет расширения пузырьков газа на выходе из сопловых отверстий распылителя или явления «микровзрывов» и «микроструй», тем самым уменьшается вероятность образования зон, переобогащенных топливом.

Показано, что оптимальным местом образования газо-топливной смеси или водо-топливной эмульсии является линия высокого давления топливной аппаратуры (ТА), что позволяет оперативно управлять их составом. Установлено, что в литературе практически отсутствуют материалы по теоретическому или экспериментальному изучению процесса подачи в дизеле газо-топливной смеси и водо-топливной эмульсии, подготовленных в линии высокого давления ТА

ЛИТЕРАТУРА

1. А.С.1023120 (СССР). Способ впрыска топлива в дизель / Алтайский политехн.институт: Авт.изобрет. Дудкин В.И., Матиевский Д.Д. – Заявл. 02.07.80, №2948578/25-06, опубл.в Б.И.1983,№ 22.

2. А.С. 211516 (ЧССР). Устройство для аэрации топлива в трубопроводах высокого давления. – Заявл. 15.03.79 № PV1724-79; Опубл. 15.02.83 (РЖ 1984 6.39.299П).

3. Биотопливо вместо солянки, выход из «нефтяного» тупика. Агро-Информ, октябрь 2006 (96).

4. Марченко, А.П., Минак, А.Ф., Слабун, И.А. и др. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе – Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 46-51.

ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ КАК СПОСОБ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДВС

Полеткин Н.А., Сеницын В.А.

Современное двигателестроение стремится к постоянному увеличению удельной мощности, снижению расхода топлива и улучшению надежности и срока службы ДВС. Эти цели обусловлены необходимостью в достижении машинами, заданных параметров по надежности, эффективности и ресурсу. Стоит заметить, что вопросы повышения удельной мощности успешно реализуются, однако, одной из самых актуальных проблем является вопрос обеспечения стабильной температуры дизеля с учетом ограниченных габаритов моторного отсека.

Также при построении двигателей возникают две полярные по своей направленности цели:

- увеличение КПД за счет уменьшения отвода теплоты от дизеля;
- снабжение рабочего тела достаточным охлаждением для защиты от длительных температурных воздействий, что в свою очередь приводит к снижению КПД.

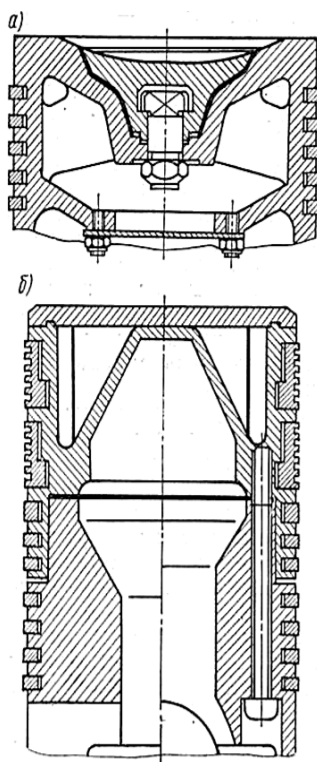
Чтобы ограничить отвод теплоты от рабочего тела и одновременно обеспечить подвод теплоты к основным деталям, образующим камеру сгорания, используют теплоизоляционные покрытия тепловоспринимающих поверхностей.

Основная доля тепловых потерь в стенках цилиндра приходится на процесс сгорания топлива, т.е. на период, когда поршень, находясь в районе ВМТ, в значительной степени перекрывает гильзу. Поэтому теплоизоляцию применяют для днищ поршня, тарелок клапанов и головки цилиндра. На гильзу – иногда в верхней части.

Первые случаи использования накладок для теплоизоляции поршня относятся еще к 20-м годам. Поршень двигателя фирмы «КРУПП» (рисунок 1, а) имел вставку из жаропрочной стали, изолиро-

ванную от основной части поршня. В результате температура собственно поршня снижалась, а вставка разогревалась до 600-700°C.

Наиболее последовательно идея теплоизоляции была воплощена в экспериментальном двигателе Ризелера (рисунок 1, б). Поршень имел жаровые кольца, экраны для уменьшения теплообмена. Днище крышки цилиндра также было защищено теплоизолирующей накладкой. Температуры в центре днища поршня достигала 700°C, теплоотвод в воду составлял для поршня всего 1%. Максимальное давление сгорания удалось поднять до 15 МПа, а удельный расход топлива снизить до 135 (г/л.с.)·ч.



а – поршень фирмы «КРУПП» с жаропрочной вставкой; б – экспериментальный двигатель Ризелера

Рисунок 1 – Первые модели поршней с теплоизолирующими накладками

В целом использование искусственной воздушной теплоизоляции повышает не только эффективный, но и индикаторный расход топлива. Анализируя всевозможные причины роста расхода топлива, профессор Г. Вошни пришел к логическому выводу, что «...остается одна причина – увеличение теплоотдачи вследствие значительного повышения температуры тепловоспринимающей поверхности».

Пытаясь объяснить, на первый взгляд, парадоксальный результат, Г. Вошни ссылается на работу японского ученого, в которой было показано, что при направлении стационарных пропановых горелок на неподвижную стенку в случае существенного повышения температуры сильно увеличивается коэффициент теплоотдачи по сравнению с конвекцией при умеренных температурах.

Этот феномен обусловлен тем, что пламя (очаг сгорания) при высоких температурах перемещается ближе к стенке, градиент температуры растет (уменьшается расстояние от очага до стенки).

Такое увеличение теплоотдачи ученые назвали конвективным всплеском.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов, А.Ю., Расчетно-экспериментальное исследование влияния частичной теплоизоляции камеры сгорания на индикаторные показатели быстроходного дизеля. [Текст]: дис. ... канд. ист. наук: 05.04.02: защищена 25.01.12; утв. 25.05.12 / Онищенко Д.О.. – М., 2019. – 220 с. – Библиогр.: с. 202-213.

2. Онищенко, Д.О., Панкратов, С.А., Смирнов, А.Ю. Влияние частичной теплоизоляции камеры сгорания дизеля на теплоотдачу в систему охлаждения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Сер. Машиностроение. – 2016. – № 3. – С. 81–89.

3. Онищенко, Д.О., Смирнов, А.Ю. Индикаторные и эффективные показатели быстроходного дизеля с частичной теплоизоляцией камеры сгорания // Автогазозаправочный комплекс+альтернативное топливо. – 2019. – Том 18. – № 11. – С. 528-538.

УЖЕСТОЧЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ ЕВРОСТАНДАРТА НА ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Прокопенко Е.А., Свистула А.Е.

Автомобильный транспорт считается одним из ключевых загрязнителей атмосферы содержащимися в выпускных газах оксидами азота NO_x (состав NO) и оксидом углерода (CO). Процент автотранспортно-

го загрязнения атмосферы СО превышает 60%, NO_x –50% от общего засорения атмосферы данными газами. Кроме этих газов в выбросах автомобильного транспорта находится приблизительно 200 элементов, таких как углеводороды, акролеин, ксилол, бенз(а)пирен, сернистый ангидрид, фенол, формальдегид, сероводород, твердые частицы и др. Для автомобильного транспорта нормируются выбросы угарного газа, углеводородов и оксидов азота в пересчете на NO₂ [1].

Экологический класс автомобиля – отражает количество и интенсивность токсичных отходов, которые машина выбрасывает в воздух. Автопроизводители обязаны выполнять нормы экологического стандарта и оснащать свои автомобили технологиями и устройствами, которые уменьшают количество токсичных выбросов. Автотранспорту принадлежит определенный эко класс или стандарт Евро, который зависит от [2]:

- года производства;
- используемого топлива;
- модели, марки,
- страны-производителя;
- наличия фильтрующих систем в конструкции.

Таблица 1 – Экологические классы автомобилей

Экологический класс Евро	Характеристика, описание
1	2
Евро-0	<p>Экологический класс был введён в большинстве стран Европы в 1988 г. В 1992 г. был заменен стандартом Евро-1. Регламентирует выброс бензиновыми двигателями:</p> <p>оксида углерода (СО) – не больше 11,2г/(кВт·ч) углеводородов (СН) – не более 2,4 г/(кВт·ч) оксидов азота (NO_x) – не более 14,4 г/(кВт·ч) твёрдые частицы – не определено дымность – не определено.</p> <p>По выбросу дизельными двигателями регламента нет.</p>
Евро-1	<p>Был введён в Евросоюзе в 1992 г., а в 1995 г. был заменен стандартом Евро-2. Регламентирует выброс бензиновыми двигателями:</p> <p>оксида углерода (СО) – не более 2,72 г/км углеводородов (СН) – не более 0,72 г/км оксидов азота (NO_x) – не более 0,27 г/км</p> <p>По выбросу дизельными двигателями регламента нет.</p>

Продолжение таблицы 1

1	2
Евро-2	Экологический класс был введён в Евросоюзе в качестве замены Евро-1 в 1995 г., а затем был заменён стандартом Евро-3 в 1999 г. Стандарт Евро-2 был принят правительством России осенью 2005 г. Продажи бензина АИ-95 Евро-2 в России запрещены с 01.01.2011 г. С 01.01.2013 г. года любое топливо класса Евро-2 и ниже запрещено к обороту в РФ.
Евро-3	Евро-3 – это экологический стандарт, который регулирует содержание вредных веществ в выхлопных газах транспортных средств с дизельными и бензиновыми двигателями. Был введён в Евросоюзе в 1999 г. и заменён на стандарт Евро-4 в 2005 г. Все ТС, произведённые в России или ввезённые в Россию, начиная с 01.01.2008 года должны соответствовать стандарту Евро-3.
Евро-4	Экологический стандарт Евро-4 был ведён в Евросоюзе в 2005 г. взамен предыдущему стандарту Евро-3. В 2009 г. заменён на новый стандарт – Евро-5. В России с 01.01.2013 г. все производимые и ввозимые на территорию автомобили должны соответствовать классу Евро-4, но возможно использовать шасси и базовые транспортные средства с сертификатами Евро-3, выпущенные до 31.12.2012 г. С 01.01.2013г. все производимое топливо в России обязали иметь стандарт не ниже Евро-3. Оборот топлива Евро-3 запрещен в России с 01.01.2016 г., в связи с этим, начиная с этого дня началось поэтапное списание техники с двигателями Евро-3.
Евро-5	Евро-5 стандарт обязателен для всех новых грузовых авто, продаваемых в Евросоюзе с октября 2008 г. Для легковых авто – с 01.09.2009г. В РФ стандарт Евро-5 действует на все автомобили с 01.01.2016 г. Нормы по выбросам: СН – до 0,05 г/км, СО – до 0,80 г/км и NO _x – до 0,06 г/км. Тех. регламент также предусматривает выпуск в обращение автомобильных бензинов и дизельного топлива класса не ниже Евро-2 до 31.12.2012 г., Евро-3 – до 31.12.2014 г., Евро-4 – до 30.06.2016 г., Евро-5 – с 01.07.2016 г.
Евро-6	Сначала предполагалось, что данный экологический класс Евро-6 вступит в силу в Европе 31.12.2013 г., но потом его введение было отложено на 2015 г. По своим требованиям Евро-6 близок к действующему с 2010 г. экологическому стандарту EPA10 в США и японскому Post NLT. Новый европейский стандарт облегчит согласованную разработку будущих единых норм. Согласно нормам Евро-6, выбросы CO ₂ новыми легковыми авто должны составлять не более 130 г/км

Ниже, в таблицах 2, 3, приведено содержание вредных веществ в выхлопных газах легковых автомобилей (категория М*) для каждого экологического стандарта Евро (в единицах г/км), а на рисунке 1 графически представлено ужесточение норм ЕВРО [3,4].

Таблица 2 – Нормы выбросов для дизельного двигателя

Класс	СО	СН	Летучие	NO _x	НС+NO _x	PM
Евро-1	2,72	–	–	–	0,97	0,140
Евро-2	1,00	–	–	–	0,70	0,080
Евро-3	0,64	–	–	0,50	0,56	0,050
Евро-4	0,50	–	–	0,25	0,30	0,025
Евро-5	0,50	–	–	0,18	0,23	0,005
Евро-6	0,50	–	–	0,08	0,17	0,005

Таблица 3 – Нормы выбросов для бензинового двигателя

Класс	СО	СН	Летучие	NO _x	НС+NO _x	PM
Евро-1	2,72	–	–	–	0,97	–
Евро-2	2,20	–	–	–	0,50	–
Евро-3	2,30	0,20	–	0,15	–	–
Евро-4	1,00	0,10	–	0,08	–	–
Евро-5	1,00	0,10	0,068	0,06	–	0,0050
Евро-6	1,00	0,10	0,068	0,06	–	0,0050
Евро-6D temp	1,00	0,10	0,068	0,06	–	0,0045

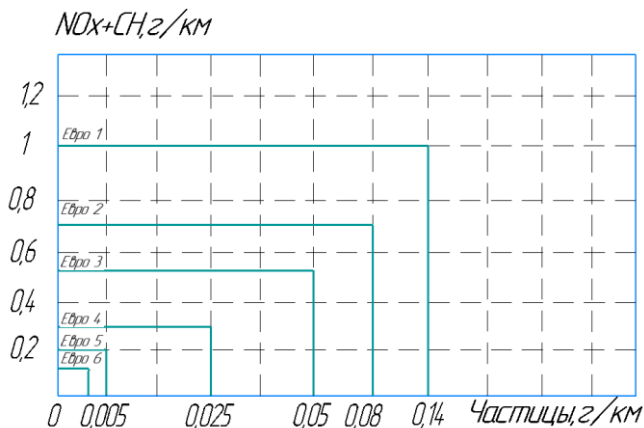


Рисунок 1 – График зависимости норм вредных выбросов с отработавшими газами

Нормы токсичности выбросов транспорта Евро-7, которые будут введены на территории Евросоюза в 2025 году, могут привести к существенному подорожанию любых автомобилей с двигателями внутреннего сгорания, включая гибриды, а себестоимость доступных массовых моделей возрастет настолько, что их производство станет попросту нецелесообразным. Резкой критике автомобильное лобби Евросоюза подвергло целый ряд положений проекта регламента. Прежде всего, Евро-7 к измеряемым по действующему регламенту Euro 6d CO₂, NO_x и твердых частиц, добавляет двуокись азота, аммиак и метан, чего в практике контроля токсичности автомобильного транспорта не было никогда [5-7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Солодов, Г.А. Экология. Нормирование, управление, контроль качества окружающей природной среды: учеб. Пособие / Г.А. Солодов, Г.В. Ушаков; КузГТУ. – Кемерово, 1999. – 137 с.
2. Трофименко, Ю.В. Экология: Транспортное сооружение и окружающая среда. Учеб. пособие / Ю.В. Трофименко, Г.И. Евгеньев. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 400 с.
3. Метод расчета количества выбросов загрязняющих веществ в атмосферу потоками автотранспортных средств на автомобильных дорогах разной категории: сайт / <https://docs.cntd.ru/document/1200167788/> – Стандартиформ, 2019. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200167788/> (Дата обращения: 30.10.2021). – Текст: электронный.
4. Топливо дизельное евро: сайт / <https://docs.cntd.ru/document/1200108413/> – Стандартиформ, 2019. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200108413/> (Дата обращения: 30.10.2021). – Текст: электронный.
- 5 Матиевский, Д.Д. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Вестник Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. – 2000. – № 2. – С. 122-128.
6. Свистула, А.Е. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов / А.Е. Свистула. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2009. – 81 с.
7. Беляева, А.С. ПДК оксидов азота в отработавших газах ДВС, Способы и приборы для регистрации их концентрации / А.С. Беляева, А.Е. Свистула // В сб. Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте. материалы XV Международной научно-технической конференции. – Вологда, 2021. – С. 237-242.

УСТАНОВКА ФОРСУНКИ АЗПИ НА ДИЗЕЛЬ ЯМЗ-53421 (4ЧН 10,5/12,8) ПАО «АВТОДИЗЕЛЬ»

Рейнгардт С.С., Герман Е.А.

Для выполнения требований законодательства по ограничению токсичности выхлопных газов необходимо очень точно контролировать количество впрыскиваемого топлива и момент начала впрыска в зависимости от таких параметров, как температура окружающей среды, обороты двигателя, нагрузка, высота над уровнем моря и другие. Даже малейшие отклонения в управлении подачей топлива негативно сказываются на плавности хода, шумности и экологических характеристиках двигателя.

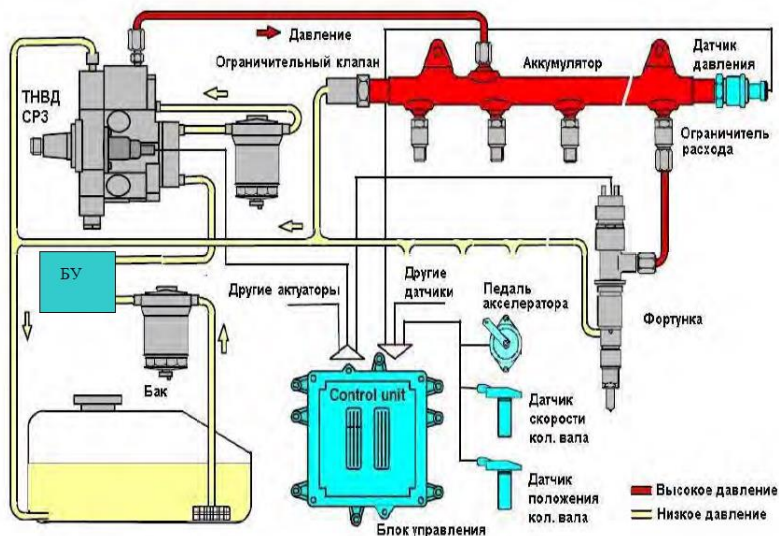


Рисунок 1 – Основные узлы топливной системы Common Rail

Система CRS может, осуществлять такие фазы впрыскивания как:

- Предварительное впрыскивание топлива с наименьшей величиной подачи;
- Дополнительное впрыскивание, снижающая уровень вредных выбросов.
- Действительная подачи топлива обусловлена давлением и продолжительностью впрыскивания.

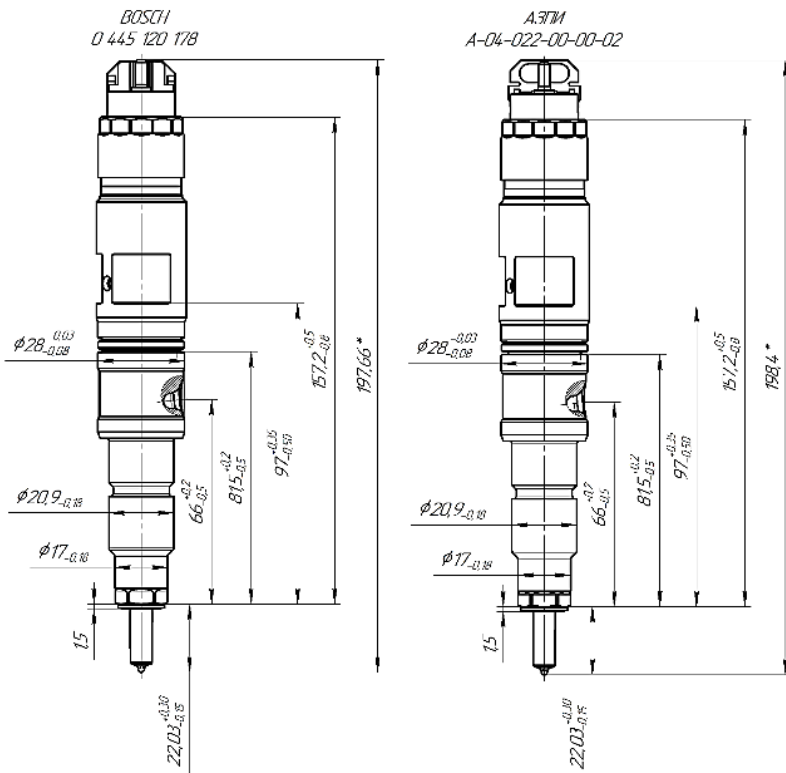


Рисунок 2 – Сравнение форсунок BOSCH O 445 120 178 и АЗПИ А-04-022-00-00-02

Из указанных посадочных и габаритных размеров видно, что конструкция форсунки импортного производства, не отличается от отечественного аналога, как показано на рисунке 2. Из этого следует, что форсунка АЗПИ может устанавливаться на двигатель без изменения конструкции таких параметров как:

- контактных проводов электромагнита;
- угла изгиба трубок топливоподдачи высокого давления;
- посадочного места в блоке цилиндров;
- топливного штуцера;
- накидного ввертыша.

Далее приведена сравнительная характеристика, в которой отражены основные входные параметры форсунок.

Таблица 1 – Входные параметры форсунок BOSCH и АЗПИ

Параметр	Единицы измерения	BOSCH 0 445 120 178	АЗПИ А-04- 022-00-00-02
Установочный диаметр форсунок	мм	28	
Профиль активации управляющего сигнала	–	28V-24	
Диаметр прецизионной части распылителя	мм	3,5	4,0
Диаметр соплового отверстия	мм	0,152	0,160
Кол-во сопловых отверстий	шт.	8	
Расход распылителя	см ³ /мин	980-1020	
Цикловая подача при давлении 180 МПа	мм ³ /цикл	154,6±10,3	–
Цикловая подача при давлении 160 МПа	мм ³ /цикл	–	154,6±10,3

Данные характеристики дают понять, что различие заключается только в диаметре прецизионной части распылителя и диаметре соплового отверстия, но при этом цикловая подача топлива остается одинаковой.

Были проведены стендовые испытания двигателя ЯМЗ-53421 с разными форсунками, производства АЗПИ и BOSCH. На внешней скоростной характеристике (рисунок 3), явно видно, что разница между испытываемыми форсунками незначительная. Тем самым можно сделать вывод, что при замене форсунок между собой, параметры двигателя не будут отклоняться от заданных изготовителем.

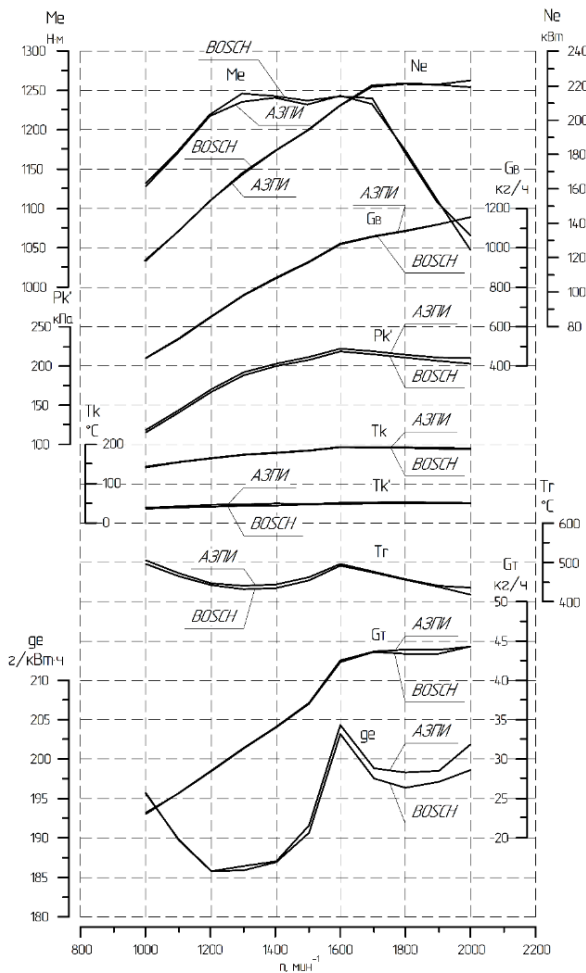


Рисунок 3 – Внешние скоростные характеристики двигателя ЯМЗ-53421

Таким образом на дизель ЯМЗ-53421 ПАО «Автодизель» можно установить форсунку (А-04-022-00-00-02) отечественного производства г. Барнаул АЗПИ, с меньшим давлением впрыска 160 МПа, но с

сохранением экологических норм, расходных и мощностных характеристик двигателя. Ввиду конструктивной схожести с BOSCH получается выгодное импортозамещение и уменьшение стоимости топливной аппаратуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Свистула, А. Е. Расчёт систем двигателей: методические указания к выполнению расчетных заданий по дисциплине «Системы двигателей» / А.Е. Свистула, С.С. Дорофеева. – Барнаул : изд-во АлтГТУ, 2015. – 42 с.

2. Инструкция по диагностике двигателей ЯМЗ-5340, ЯМЗ-536, их модификаций и комплектаций 5340.3902250 ИС. – Ярославль. – 2015. – 136 с.

3. Устройство, обслуживание и ремонт топливной аппаратуры автомобилей: Учеб. для сред. ПТУ / Бурлаев Ю.В., Мартиров О.А., Кленников Е.В. – М.: Высш. шк., 1987. – 288 с.: ил.

4. Солодов, Г.А. Экология. Нормирование, управление, контроль качества окружающей природной среды: учеб. Пособие / Г.А. Солодов, Г.В. Ушаков; КузГТУ. – Кемерово, 1999. – 137 с.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОГ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Мальцев В.С., Свистула А.Е.

При введении отработавших газов в цилиндр парциальное давление кислорода в горючей смеси цилиндра падает, но объем топлива, необходимого для горения, остается постоянным [1, 2]. При том же объеме добавленного тепла и приблизительно той же продолжительности горения снижается максимальная температура горения. Удельная теплоемкость рециркулирующего выхлопного газа больше, чем у воздуха, т. к. содержащиеся в отработавших газах пары воды и двуокиси углерода имеют более высокие удельные теплоемкости, чем у азота и кислорода воздуха. Наличие трехатомных газов ведет к уменьшению температуры пламени внутри камеры сгорания и к снижению количества оксидов азота.

Достоинствами системы являются: уменьшение насосных потерь на впуске; уменьшение потерь на диссоциацию и теплопередачу; увеличение термического КПД двигателя; уменьшение процентного содержания кислорода в камере сгорания, максимальной температуры горения и, как следствие, снижение количества оксидов азота [3, 4].

Недостатками системы являются: резкое увеличение выбросов продуктов неполного сгорания [4] при достижении определенного значения рециркуляции отработавших газов; значительный рост количества выбросов сажи при максимальной нагрузке в дизельных двигателях; ухудшение топливной экономичности двигателя при больших значениях рециркуляции.

Рециркуляция бывает внутренней и внешней [1,2].

При внутренней рециркуляции отработавших газов регулирование количества остаточных газов в цилиндрах двигателя производится перестановкой по фазе впускных и выпускных валов. Это создает условия для поступления отработавших газов из выпускных во впускные каналы во время перекрытия фаз газораспределения.

Принцип работы системы внешней рециркуляции основана перепуске части ОГ во впускной трубопровод. После этого они, смешиваясь с воздухом или топливовоздушной смесью, повторно участвуют в горении.

На рисунке 1 ОГ из выпускного канала 2 поступают в коллектор 1 и через перепускной патрубком 3, оснащенный заслонкой 4, далее по патрубку 5 попадают во впускной коллектор 6. Рециркуляция 15 % ОГ по объему приводит к снижению выбросов NO, в 2 раза, росту выбросов CH в 1,3 раза, увеличению выбросов альдегидов на 4-8 %, ухудшению топливной экономичности до 4,5 %.

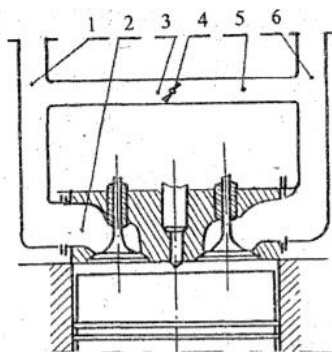


Рисунок 1 – Схема рециркуляции отработавших газов в дизеле

Одним из улучшающих решений схемы межцилиндрового перепуска можно считать конструкцию, предложенную в Алтайском государственном техническом университете (рисунок 2). Конструкция разработана Д. Д. Матиевским, М. А. Челяденковым, М. А. Губиным и

прошла успешные испытания. Конструкция предполагает соединение двух полостей цилиндров 1 и 2, имеющих при работе двигателя сдвиг по фазе рабочего процесса на 360° , поршни 3 и 4 в которых дополнительно выполняют роли золотников для перекрытия окон канала 5. Отмечено, что при применении такой схемы межцилиндрового перепуска ОГ снижение выбросов NO достигает 30...45 % при неизменной топливной экономичности.

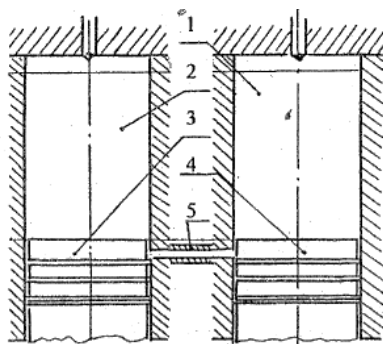


Рисунок 2 – Схема осуществления межцилиндрового перепуска ОГ в дизеле

На рисунке 3 наглядно видно резкое увеличение количества углеводородов при достижении степени рециркуляции в 45 %, вместе с тем наблюдается снижение оксидов азота и уменьшение тепловыделения при увеличении доли перепущенных газов

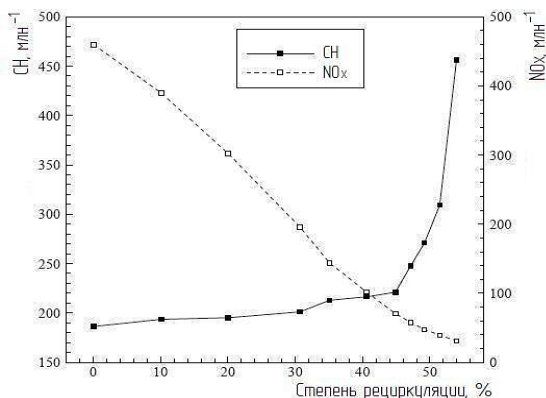


Рисунок 3 – Зависимость выделения NO_x , CH от степени рециркуляции

Из всего выше сказанного следует что, применение рециркуляции ОГ имеет смысл на режимах от холостого хода до, примерно, 70 % от максимальной мощности. Также необходимо ограничиваться степенью рециркуляции 40 %, так как до этого значения количество NO_x снижается примерно вдвое, а количество продуктов не полного сгорания увеличивается не значительно, примерно в 1,2 раза. Дальнейшее увеличение степени рециркуляции не оправданно в силу резкого возрастания количества СН.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахромешин, А.В. Применение системы рециркуляции отработавших газов в ДВС с управляемым газообменом / А.В. Ахромешин. – Тула, ТулГУ, – 2010.

2. Лопатин, О.П. Применение природного газа и рециркуляции отработавших газов для снижения токсичности тракторного дизеля / О. П. Лопатин. // Молодой ученый. – 2015. – № 6.5 (86.5). – С. 11-13.

3. Матиевский, Д.Д. Влияние переменности состава топливно-воздушной смеси в зоне горения на сажевыделение, параметры рабочего цикла и индикаторный КПД цикла дизеля / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. – 2002. – № 1. – С. 10-16.

4. Матиевский, Д.Д. Несвоевременность выделения теплоты в циклах ДВС / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 79-87.

СОДЕРЖАНИЕ

1. [АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВОЛНОВЫХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РАСЧЕТА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТИПА COMMON RAIL](#) 3
Неупомнящих А.Ю., Кулманаков С.П.
2. [АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНОГО ТОПЛИВОПОДКАЧИВАЮЩЕГО НАСОСА НА ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ](#) 6
Тютиков С.А., Тынянов Н.С., Кулманаков С.П.
3. [АНАЛИЗ ГРАДОСТРОИТЕЛЬНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ОГ ДВС](#) 11
Прокопенко Е.А., Свистула А.Е.
4. [АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ ФОРСУНОК СИСТЕМ COMMON RAIL](#) 13
Тынянов Н.С., Тютиков С.А., Свистула А.Е.
5. [АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ БЕНЗ\(А\)ПИРЕНА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВИГАТЕЛЕЙ](#) 21
Макаров К.Р., Свистула А.Е.
6. [АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ \(10V144⁰\)](#) 23
Гранкин И.В., Сеницын В.А.
7. [АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ РЯДНОГО 4-ЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ](#) 27
Прядко К.Н., Сеницын В.А.
8. [АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ](#) 31
Головков Е.А., Байбасаров Р.Р., Свистула А.Е..
9. [ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ НАДДУВ. РАСЧЕТ ДЛИНЫ ИНДИВИДУАЛЬНОГО НАСТРОЕННОГО ВПУСКНОГО ТРУБОПРОВОДА](#) 34
Саночкин А.С., Свистула А.Е., Брякотин М.Э.
10. [ДВИГАТЕЛИ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ: ПАРОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ И ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА](#) 37
Гостев А.А., Свистула А.Е.

11. [ДВС В СОСТАВЕ ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК](#) 41
Премаков З.К., Брякотин М.Э.
12. [ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗООБМЕНА НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ](#) 43
Гамазин Д.А., Пыжжанкин Г.В.
13. [ИССЛЕДОВАНИЕ МГНОВЕННЫХ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ И КОНЦЕНТРАЦИИ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ](#) 47
Макренко Д.В., Кулманаков С.П.
14. [МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДА ТНВД С ДЕЗАКСИАЛОМ](#) 51
Каргин В.А., Свистула А.Е.
15. [МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ОГ ПРИ ИСПЫТАНИИ ДВС. ПРОБООТБОРНИКИ И ЗОНДЫ](#) 59
Байбасаров Р.Р., Свистула А.Е.
16. [НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС](#) 63
Гостев А.А., Кузьмин А.Г.
17. [ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ И РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВС](#) 66
Башлыков В.В., Пыжжанкин Г.В.
18. [ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 1Г6](#) 71
Бубеничиков К.Ю., Момот К.А., Свистула А.Е.
19. [ОХЛАЖДЕНИЕ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ](#) 73
Ращупкин М.Д., Брякотин М.Э.
20. [ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ](#) 76
Мальцев В.С., Брякотин М.Э.
21. [ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ](#) 79
Долматов А.О., Пыжжанкин Г.В.

22. [ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДО-ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОГ](#) 84
Мартынов Д.С., Щербак К.А., Свистула А.Е.
23. [ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ И ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ](#) 88
Гранкин И.В., Свистула А.Е.
24. [ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОВЫХ ТОПЛИВ НА АВТОТРАНСПОРТЕ](#) 92
Неупомнящих А.Ю., Кулманаков С.П.
25. [ПРОЕКТИРОВАНИЕ 4-КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 4ЧН 13/14](#) 96
Бобровский Д.С. Герман Е.А.
26. [РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ](#) 101
Булкин Д.П., Кузьмин А.Г.
27. [РАСЧЕТ И АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ](#) 108
Кондырев В.А., Сеницын В.А.
28. [РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДА ТНВД С ДЕЗАКСИАЛОМ](#) 111
Каргин В.А., Свистула А.Е.
29. [СИСТЕМА ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ](#) 116
Головков Е.А., Брякотин М.Э.
30. [СИСТЕМЫ КРАТКОВРЕМЕННОГО ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ](#) 120
Рейнгардт С.С., Свистула А.Е.
31. [СМЕШАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ МОЩНОСТЬЮ ДВС](#) 123
Кулаев И.С., Ошкало Е.С., Саночкин А.С.
32. [СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ АКТИВНОСТИ МЕТОДОМ УРАВНОВЕШИВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ 4Т371.08.07](#) 132
Прокопенко Е.А., Кузьмин А.Г.
33. [СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ](#) 135
Булкин Д.П., Свистула А.Е.

34. [СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ В ДВС](#) 140
Кретьшиев В.В., Кулманаков С.П.
35. [СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БЫСТРОХОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ](#) 144
Воронин А.С., Синицын В.А.
36. [СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАПСОВОГО МАСЛА КАК ТОПЛИВА](#) 149
Кулаев И.С., Кулманаков С.П.
37. [ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ КАК СПОСОБ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДВС](#) 151
Полеткин Н.А., Синицын В.А.
38. [УЖЕСТОЧЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ ЕВРОСТАНДАРТА НА ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ](#) 153
Прокопенко Е.А., Свистула А.Е.
39. [УСТАНОВКА ФОРСУНКИ АЗПИ НА ДИЗЕЛЬ ЯМЗ-53421 \(4ЧН 10,5/12,8\) ПАО «АВТОДИЗЕЛЬ»](#) 158
Рейнгардт С.С., Герман Е.А.
40. [ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОГ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ](#) 162
Мальцев В.С., Свистула А.Е.