

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра автомобильного транспорта

Р.Ф. Калимуллин, Н.Н. Якунин

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебник

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства и направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург
2019

УДК 621.43
ББК 39.35-07я7
К 17

Рецензент – доцент, кандидат технических наук А.Н. Мельников

Калимуллин, Р.Ф.
К 17 Автомобильные двигатели: учебник / Р.Ф. Калимуллин, Н.Н. Якунин;
Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 453 с.

В учебнике содержится систематическое изложение учебной дисциплины «Автомобильные двигатели» и рассмотрены вопросы теории, эксплуатации, расчета и испытания автомобильных двигателей внутреннего сгорания.

Учебное издание предназначено для обучающихся по образовательной программе высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства и направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. Оно может быть использовано в практической деятельности инженерно-техническими работниками при разработке, доводке, производстве, технической эксплуатации и ремонте автомобильных двигателей.

УДК 621.43
ББК 39.35-07я7

© Калимуллин Р.Ф.,
Якунин Н.Н., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение.....	15
Часть I. Теория ДВС.....	17
1 Общие сведения о ДВС	17
1.1 История развития двигателестроения.....	17
1.2 Классификация ДВС	25
1.3 Маркировка ДВС.....	28
1.4 Контрольные вопросы	29
2 Термодинамические циклы поршневых ДВС	30
2.1 Общие сведения о термодинамических процессах и циклах	30
2.2 Показатели эффективности циклов двигателей.....	31
2.3 Циклы поршневых ДВС	33
2.4 Контрольные вопросы	41
3 Рабочие тела и их свойства	43
3.1 Рабочие тела.....	43
3.2 Состав и основные свойства автомобильных топлив	43
3.3 Показатели окисления топлива.....	46
3.4 Теплофизические свойства топлив и их продуктов сгорания	49
3.5 Контрольные вопросы	51
4 Действительные циклы автомобильных ДВС.....	52
4.1 Общие сведения.....	52
4.2 Индикаторная диаграмма четырехтактного цикла.....	53
4.3 Рабочие процессы четырехтактного ДВС с принудительным воспламенением.....	55

4.4 Рабочие процессы четырехтактного дизельного ДВС	56
4.5 Контрольные вопросы	58
5 Процессы газообмена.....	59
5.1 Общие сведения.....	59
5.2 Влияние конструкционных и эксплуатационных факторов на процессы газообмена.....	62
5.3 Контрольные вопросы	65
6 Процесс сжатия	66
6.1 Общие понятия о процессе сжатия	66
6.2 Контрольные вопросы	71
7 Процесс смесеобразования.....	72
7.1 Общие сведения.....	72
7.2 Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием	72
7.3 Смесеобразование в дизельных ДВС	75
7.4 Контрольные вопросы	79
8 Процесс сгорания	80
8.1 Воспламенение и горение топливо-воздушной смеси	80
8.2 Виды горения.....	80
8.3 Фазы сгорания в ДВС с искровым зажиганием	82
8.4 Фазы сгорания в дизельных ДВС	86
8.5 Нарушения нормального сгорания.....	88
8.6 Контрольные вопросы	89
9 Индикаторные показатели ДВС.....	91
9.1 Общие сведения.....	91
9.2 Контрольные вопросы	97

10 Эффективные показатели ДВС.....	99
10.1 Общие сведения.....	99
10.2 Контрольные вопросы	105
11 Тепловой баланс ДВС.....	106
11.1 Энергетический баланс.....	106
11.2 Тепловой баланс	107
11.3 Контрольные вопросы	112
12 Эксплуатационные режимы работы и характеристики ДВС	113
12.1 Общие сведения.....	113
12.2 Контрольные вопросы	120
13 Кинематика и динамика КШМ	121
13.1 Кинематика КШМ.....	121
13.2 Динамика КШМ	127
13.2.1 Силы давления газов.....	127
13.2.2 Приведение масс деталей КШМ к динамически эквивалентной системе сосредоточенных масс.....	128
13.2.3 Силы инерции.....	130
13.2.4 Суммарные силы	131
13.2.5 Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала.....	135
13.3 Контрольные вопросы	136
14 Уравновешивание ДВС.....	137
14.1 Условия уравновешенности	137
14.2 Причины неуравновешенности	137
14.3 Принципы уравновешивания ДВС.....	139
14.4 Неравномерность крутящего момента и неравномерность хода ДВС	139

14.5 Контрольные вопросы	143
15 Конструирование и расчет деталей ДВС	144
15.1 Основные требования к проектируемому автомобильному ДВС.....	144
15.2 Основные этапы проектирования ДВС.....	144
15.3 Выбор основных параметров ДВС	146
15.4 Оценочные показатели ДВС	151
15.5 Расчетные режимы работы ДВС.....	153
15.6 Основные положения расчета деталей	154
15.7 Контрольные вопросы	158
Часть II. Эксплуатация автомобильных ДВС	159
1 Диагностирование ДВС	159
1.1 Контрольные вопросы	168
2 Топливная экономичность автомобильных ДВС	170
2.1 Общие сведения.....	170
2.2 Факторы, влияющие на топливную экономичность автомобильных ДВС	171
2.3 Методы снижения расхода топлива	173
2.4 Контрольные вопросы	174
3 Токсичность автомобильных ДВС	175
3.1 Токсичные вещества, выделяемые ДВС	175
3.2 Снижение токсичности ОГ ДВС с искровым зажиганием	178
3.3 Снижение токсичности и дымности ОГ дизельных ДВС	183
3.4 Нормирование токсичности ОГ	187
3.5 Контрольные вопросы	192
4 Методы повышения мощности автомобильных ДВС.....	194

4.1 Общие сведения.....	194
4.2 Методы повышения мощности ДВС.....	195
4.3 Контрольные вопросы	198
Часть III. Расчет ДВС.....	200
1 Тепловой расчет рабочего цикла ДВС.....	200
1.1 Рабочее тело и его свойства	201
1.1.1 Топливо	201
1.1.2 Горючая смесь	203
1.1.3 Продукты сгорания	204
1.2 Процесс впуска.....	206
1.2.1 Давление и температура окружающей среды	207
1.2.2 Давление и температура остаточных газов	208
1.2.3 Степень подогрева заряда	209
1.2.4 Давление в конце впуска	209
1.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов.....	210
1.2.6 Температура в конце впуска	211
1.2.7 Коэффициент наполнения.....	211
1.3 Процесс сжатия	212
1.3.1 Показатель политропы сжатия	212
1.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия	213
1.3.3 Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси в конце сжатия	213
1.4 Процесс сгорания	215
1.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси	215
1.4.2 Температура конца видимого сгорания.....	216
1.4.3 Степень повышения давления цикла	218

1.4.4 Степень предварительного расширения	218
1.4.5 Максимальное давление сгорания.....	219
1.5 Процесс расширения.....	219
1.5.1 Показатель политропы расширения.....	220
1.5.2 Давление и температура конца процесса расширения.....	221
1.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов	222
1.7 Индикаторные показатели рабочего цикла	223
1.7.1 Среднее индикаторное давление	223
1.7.2 Индикаторный КПД.....	224
1.7.3 Индикаторный удельный расход топлива	224
1.8 Эффективные показатели ДВС.....	225
1.8.1 Давление механических потерь.....	225
1.8.2 Среднее эффективное давление.....	226
1.8.3 Механический КПД	226
1.8.4 Эффективный КПД.....	226
1.8.5 Эффективный удельный расход топлива	227
1.9 Основные параметры и показатели ДВС.....	227
1.10 Оценка надежности проектируемого ДВС.....	231
1.11 Тепловой баланс	232
1.11.1 Уравнение теплового баланса.....	232
1.11.2 Общее количество теплоты.....	232
1.11.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе.....	233
1.11.4 Теплота, отданная охлаждающей среде.....	233
1.11.5 Теплота, унесенная из ДВС с отработавшими газами	234
1.11.6 Теплота, потерянная при неполном сгорании топлива.....	235

1.11.7 Неучтенные потери теплоты	235
1.11.8 Относительные значения составляющих теплового баланса	235
1.12 Построение индикаторной диаграммы	237
1.13 Контрольные вопросы	246
2 Расчет внешней скоростной характеристики ДВС	247
2.1 Контрольные вопросы	255
3 Динамический расчет КШМ	256
3.1 Расчет силовых факторов, действующих в КШМ	257
3.2 Построение графиков сил и моментов	264
3.3 Контрольные вопросы	269
4 Расчет деталей и систем ДВС	270
4.1 Расчет деталей на прочность	270
4.2 Поршень	270
4.2.1 Днище поршня	272
4.2.2 Головка поршня	273
4.2.3 Юбка поршня	275
4.3 Поршневой палец	276
4.4 Поршневое кольцо	279
4.5 Шатун	282
4.5.1 Поршневая головка	284
4.5.2 Кривошипная головка	285
4.5.3 Стержень шатуна	287
4.6 Контрольные вопросы	289
5 Расчет смазочной системы	290
5.1 Емкость смазочной системы	290

5.2 Масляный насос	291
5.3 Центрифуга	294
5.4 Масляный радиатор	296
5.5 Шатунный подшипник	298
5.6 Контрольные вопросы	300
6 Расчет системы жидкостного охлаждения	302
6.1 Емкость системы жидкостного охлаждения	302
6.2 Жидкостный насос	303
6.3 Жидкостный радиатор	306
6.4 Вентилятор	309
6.5 Контрольные вопросы	311
Часть IV. Испытание ДВС.....	312
1 Общие сведения об организации испытаний ДВС	312
1.1 Общие положения	312
1.2 Назначение и виды испытаний ДВС	312
1.3 Подготовка ДВС к испытанию	313
1.4 Условия проведения испытаний.....	315
1.5 Методика обработки результатов испытаний.....	318
1.6 Погрешности измерений и точность определения результатов испытаний	322
1.7 Правила техники безопасности при проведении испытаний ДВС	326
1.8 Контрольные вопросы	328
2 Изучение испытательного моторного стенда.....	330
2.1 Общие положения	330
2.2 Основные требования, предъявляемые к моторным стендам	330

2.3	Общее устройство испытательного моторного стенда	332
2.4	Общие сведения о тормозных устройствах.....	334
2.5	Устройство и работа тормозного устройства с электрической балансирной машиной переменного тока.....	336
2.6	Весовое устройство.....	342
2.7	Контрольные вопросы	345
3	Измерительные устройства испытательного моторного стенда	346
3.1	Общие положения	346
3.2	Устройства для измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС .	346
3.3	Устройства для измерения давлений и температур	346
3.4	Устройства для определения токсичности и дымности отработавших газов	347
3.5	Контрольные вопросы	352
4	Диагностический комплекс Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс	353
4.1	Общие положения	353
4.2	Назначение и функциональные возможности диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс	353
4.3	Контрольные вопросы	357
5	Автоматизированная система оценки смазочного процесса.....	358
5.1	Общие положения	358
5.2	Назначение и функции АСОСП	358
5.3	Устройство и принцип работы АСОСП	360
5.4	Контрольные вопросы	368
6	Согласование характеристик тормоза испытательного моторного стенда и ДВС	369
6.1	Общие положения	369

6.2 Обкаточно-тормозная характеристика моторного стенда	369
6.3 Устойчивость работы тормозного устройства	371
6.4 Построение обкаточно-тормозной характеристики испытательного моторного стенда.....	373
6.5 Построение внешней характеристики тормозного устройства и согласование ее с характеристикой ДВС.....	374
6.6 Контрольные вопросы	376
7 Снятие характеристик холостого хода бензинового ДВС	377
7.1 Общие положения	377
7.2 Общие сведения о работе ДВС на режиме холостого хода.....	377
7.3 Методика проведения испытаний по снятию характеристики холостого хода	381
7.4 Контрольные вопросы	382
8 Снятие скоростной характеристики бензинового ДВС	383
8.1 Общие положения	383
8.2 Общие сведения об изменении основных показателей ДВС при его работе по скоростным характеристикам.....	383
8.3 Методика проведения испытаний по снятию скоростной характеристики	392
8.4 Контрольные вопросы	394
9 Снятие нагрузочной характеристики бензинового ДВС	395
9.1 Общие положения	395
9.2 Общие сведения об изменении основных показателей ДВС при его работе по скоростным характеристикам.....	395
9.3 Методика проведения испытаний по снятию нагрузочной характеристики	398

9.4 Контрольные вопросы	399
10 Исследование показателей работы ДВС на режиме пуска	400
10.1 Общие положения	400
10.2 Общие сведения о протекании рабочих процессов в ДВС на режиме пуска.....	400
10.3 Методика проведения испытаний по снятию показателей работы ДВС на режиме пуска.....	412
10.4 Контрольные вопросы	413
11 Влияние сопротивления на впуске на показатели работы ДВС.....	414
11.1 Общие положения	414
11.2 Общие сведения о влиянии сопротивления на впуске при работе ДВС	414
11.3 Влияние воздушного фильтра на сопротивление воздуха на впуске ..	415
11.4 Влияние впускного трубопровода на организацию процесса смесеобразования в цилиндрах ДВС.....	418
11.5 Методика проведения испытаний по оценке влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС.....	420
11.6 Контрольные вопросы	421
12 Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы	423
12.1 Общие положения	423
12.2 Общие сведения о влиянии текущего технического состояния элементов ЦПГ на показатели работы ДВС	423
12.3 Определение текущего технического состояния деталей ЦПГ	425
12.4 Методика проведения оценки текущего технического состояния деталей ЦПГ	433
12.5 Контрольные вопросы	435

13 Оценка влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала	436
13.1 Общие положения	436
13.2 Общие сведения о протекании смазочного процесса в ПКВ при работе ДВС	436
13.3 Методика проведения испытаний по оценке влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ	439
13.4 Контрольные вопросы	441
Заключение	442
Список использованных источников	444
Приложение А	447
Приложение Б	448
Приложение В.....	449
Приложение Г	450
Приложение Д.....	451
Приложение Е.....	452
Приложение Ж.....	453

Введение

Современный транспорт базируется на результатах практического опыта и научно-технического поиска многих поколений талантливых изобретателей, конструкторов, испытателей и ученых, внесших значительный вклад в совершенствование производительных сил общества.

Основой любого транспортного средства, в том числе наземного, является силовая установка – двигатель, преобразующий различные виды энергии в механическую работу.

На наземном транспорте наиболее распространены двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Эти тепловые ДВС отличаются компактностью, высокой экономичностью и долговечностью и применяются во всех отраслях народного хозяйства.

Учебная дисциплина «Автомобильные двигатели» является одной из базовых специальных дисциплин, формирующих у будущих специалистов знания, умения и навыки в области эксплуатации автомобильного транспорта.

Целью освоения дисциплины «Автомобильные двигатели» является овладение основами теории, расчета и испытания автомобильных ДВС.

Задачи:

- *получение представления:* о принципах работы, технических характеристиках, основных конструктивных решениях и принципиальных компоновочных схемах автомобильных ДВС; об эффективных показателях, рабочих процессах, оценочных показателях работы автомобильных ДВС; о современных методах улучшения технико-экономических, экологических, эксплуатационных показателей и характеристик автомобильных ДВС;

- *получение умений:* изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы по совершенствованию автомобильных ДВС, их систем и элементов, проводить необходимые расчеты, используя современные технические средства; оценивать риск и определять меры по обеспечению безопасной и эффективной эксплуатации автомобильных ДВС;

- *получение навыков:* использования достижений науки и практики в профессиональной деятельности; использования методов инженерных расчетов и принятия инженерных и управленческих решений; приобретение опыта деятельности в составе небольшого творческого коллектива, объединенного единой научно-технической задачей; проведения необходимых мероприятий, связанных с безопасной и эффективной эксплуатацией автомобильных ДВС, их систем и элементов; проведения измерительного эксперимента и оценки результатов измерений.

Учебник написан на основе многолетнего опыта авторов при чтении лекций, проведении практических и лабораторных занятий в процессе обучения студентов транспортного факультета Оренбургского государственного университета. В учебнике также использован материал из многочисленных литературных источников, в том числе результатов научных исследований авторов.

Часть I. Теория ДВС

1 Общие сведения о ДВС

1.1 История развития двигателестроения

В ходе исторического развития транспортных двигателей механическая работа движения осуществлялась за счет использования: мускульной силы человека и животных; силы ветра и потоков воды; тепловой энергии пара и различных видов газообразного, жидкого и твердого топлива; электрической и химической энергии; солнечной и ядерной энергии.

Начало XIX в. ознаменовалось переворотом в экономике отдельных стран - началом развития крупной промышленности и машиностроения, пришедших на смену кустарному производству. К этому времени в различных областях хозяйственной деятельности уже получила широкое распространение паровая машина Дж. Уатта, созданная им в 1769 г. на основе коренного усовершенствования конструкции комбинированного двигателя, изобретенного в начале XVIII в. англичанами Т. Ньюкоменом и Н. Коули.

Создание теплового двигателя стимулировало развитие транспорта. Паровая самодвижущаяся повозка французского инженера Ж. Кюньо, построенная в 1769 г. для перевозки пушек, считается первым транспортным средством на нашей планете. С середины XIX в. сначала в Англии, а позднее на европейском континенте стали появляться промышленные передвижные паросиловые установки - локомобили, первые образцы которых имели небольшую мощность (2,9 - 5,9 кВт при давлении пара 300 - 400 кПа и частоте вращения вала до 150 мин⁻¹).

В России первыми конструкторами паровозов были отец и сын Черепановы. Паровоз, построенный ими в 1834 г., мог перевозить 3,5 т груза со скоростью 15 км/ч.

Первые паровые суда А. Эванса были оснащены двигателем с избыточным давлением 0,6 - 1 МПа и лопастными гребными устройствами. Первый русский пароход «Елизавета» (1815 г.) совершал рейсы между Санкт-Петербургом и Кронштадтом. Он был полностью изготовлен из дерева (железные, а позднее

стальные суда начали строить с середины XIX в.), а дымовая труба была выложена из камня.

Массовое внедрение тепловых двигателей на транспорте и в промышленности резко изменило общий уклад жизни в наиболее передовых странах и способствовало их интенсивному развитию, но в то же время оказалось причиной быстрого истощения невозобновляемых природных энергетических ресурсов, прежде всего каменного угля и нефти.

Потребность в создании экономичного, малогабаритного и быстроходного транспортного двигателя внутреннего сгорания вместо громоздких паровых машин смогла реализоваться в середине XIX в. благодаря трем достижениям науки и практики теплотехники и электротехники, а именно:

- освоению промышленного производства светильного газа (предназначавшегося в основном для освещения улиц и домов в крупных городах);
- созданию катушки индуктивности, позволявшей легко осуществлять зажигание газовой смеси в полости цилиндра с помощью электрической искры;
- накоплению значительного опыта создания паровых поршневых двигателей, что позволило при разработке ДВС (также поршневого типа) применить целый ряд проверенных в эксплуатации конструктивных решений.

Попытки создания поршневых ДВС предпринимались еще в конце XVIII в. В 1794 г. Р. Стрит получил патент на атмосферный ДВС, работающий на жидком топливе. В 1799 г. англичанин Д. Барбер предложил двигатель, работающий на смеси воздуха с газом, полученным путем перегонки древесины. В 1801 г. француз Филипп де Бонне предложил конструкцию двигателя, в котором один компрессор подает в камеру смешения сжатый воздух, а другой - светильный газ из газогенератора, а воспламенение происходило от электрической искры. Однако такие двигатели так и не были построены.

Реальные ДВС появились во второй половине XIX в., что было вызвано развитием промышленности и транспорта, для которых требовался более совершенный источник энергии, чем паровая машина.

Основные даты в истории.

1860 г. – первый коммерческий поршневой ДВС построен во Франции Лемуаном: двойного действия, атмосферный, двухтактный, с золотниковым газораспределением, с воспламенением от искры, водяным охлаждением, топливо – светильный газ.

1867 г. – немецкие инженеры Отто и Ланген построили атмосферный двухтактный газовый ДВС с воспламенением открытым пламенем (через трубку). Коэффициент полезного действия (КПД) составлял около 15 %. Впервые в конструкции был использован кривошипно-шатунный механизм (изобретенным ранее Васброу и Пикаром).

1876 г. – Отто создал четырехтактный газовый ДВС с предварительным (перед воспламенением) сжатием, в 2 раза экономичнее ДВС Лемуана, нашел широкое промышленное применение. По принципу Отто работают современные ДВС с принудительным воспламенением.

Следует отметить, что первые ДВС, работающие на легких фракциях перегонки нефти, были созданы в России. Моряк русского флота И. Костович в 1879 г. спроектировал и в период с 1884 по 1895 гг. построил и испытал первый бензиновый двигатель (для дирижабля). Двигатель имел 8 цилиндров, электрическое зажигание и водяное охлаждение. Мощность около 50 л. с. Диаметр цилиндра – 120 мм, ход поршня – 240 мм.

В период с 1884 по 1890 гг. появляются ДВС, работающие на керосине и более тяжелых сортах топлива. Зажигание при помощи соединенного с камерой сгорания (КС) калоризатора, представляющего собой полый массивный шар, на раскаленную поверхность которого подавалось топливо. В России «нефтянки» стали выпускать с 1890 г. Удельный расход топлива g_e составлял более 400 г/(кВт·ч).

1885 г. – в Германии инженеры Даймлер и Майбах и независимо от них Бенц создали легкие четырехтактные бензиновые ДВС очень небольшой мощности для самодвижущихся экипажей, позднее получивших название автомобилей.

1893 г. – венгры Банки и Чонка изобрели распыливающий карбюратор, который удачно вписался в систему питания ДВС с принудительным воспламенением.

1897 г. – Р. Дизель построил ДВС с воспламенением от сжатия, постепенным сгоранием и топливом - керосином. КПД достигал 36 %. Давление сжатия смеси достигало 4 МПа, топливо подавалось в виде эмульсии при давлении распыливающего воздуха 5 МПа. КПД достигал 36 %. По циклу Дизеля работают все современные тихоходные двигатели с воспламенением от сжатия. Двигатели с воспламенением от сжатия стали называться дизелями.

1899 г. – завод Э. Нобеля («Русский дизель») выпустил первый в мире экономичный и работоспособный промышленный 4-х тактный двигатель с воспламенением от сжатия, топливо - сырая нефть, $g_e=300$ г/(кВт·ч), что послужило толчком к распространению дизелей. Протекание рабочего цикла в этом двигателе отличалось от двигателя, предложенного Р. Дизелем, который предлагал осуществить цикл Карно по изотерме.

В России в течение короткого времени была усовершенствована конструкция нового двигателя – бескомпрессорного дизеля, и уже в 1901 г. в России построен бескомпрессорный дизель конструкции русского профессора Г.В. Тринклера, работающего на смешанном подводе теплоты, а в 1910 г. – конструкции Я.В. Мамина. В 1909 г. француз Сабатэ построил быстроходный дизель, работающий также по циклу со смешанным подводом теплоты. Двигатели конструкций Тринклера и Сабатэ нашли широкое распространение. Современные быстроходные дизели работают по циклу Сабатэ - Тринклера.

1905 г. – швейцарец Бюхи предложил использовать наддув за счет энергии расширяющихся продуктов сгорания для привода турбины. Применение в поршневых ДВС наддува позволило существенно увеличить давление в его цилиндрах и экономичность.

Одним из наиболее крупных российских конструкторов в области транспортного двигателестроения конца XIX – начала XX в. был инженер Б.Г. Луцкой. Он проектировал и строил двигатели различного назначения

мощностью от 50 до 6000 л.с. Однако, из-за отсутствия поддержки и средств в России он был вынужден организовать производство своих автомобилей в Германии.

Развитие отечественного двигателестроения сопровождалось разработкой вопросов теории рабочего процесса и конструкции ДВС. Уже в 1906 г. В.И. Гриневецкий предложил метод теплового расчета рабочего цикла, положенный в основу современной теории процессов ДВС, развитой в дальнейшем Н.Р. Бриллином, Е.К. Мазингом, Б.С. Стечкиным и др.

Во второй половине XX века существенный вклад в отечественное двигателестроение внесли А.С. Орлин, М.С. Ховах, И.М. Ленин и др., а в конце века - В.Ф. Кутенев, В.Н. Луканин, Н.А. Иващенко, М.Г. Шатров, И.Я. Райков, Г.П. Покровский и др.

К сожалению, следует отметить, что массовое производство автомобилей и автотракторных двигателей в России на протяжении XX века неоднократно тормозилось. К началу первой мировой войны в России действовал единственный автосборочный Руссо-Балтийский завод в Риге, который в 1915 г. был эвакуирован в Москву и полностью прекратил выпуск автомобилей.

Отечественное двигателестроение успешно развивалось в 20-30 годах XX века до Великой Отечественной войны. Военный период явился вторым серьезным тормозом в развитии автотракторостроения в России. Все производство было перестроено на нужды армии.

Послевоенный период характеризовался практически полной реконструкцией автотракторной промышленности, строительством новых заводов, постановкой на производство более совершенных конструкций автотракторных бензиновых и дизельных двигателей.

Основными критериями при конструировании и производстве двигателей вплоть до 70-х годов XX века оставалось стремление к повышению литровой мощности, а, следовательно, и к получению наиболее компактного двигателя. После нефтяного кризиса 70-80 гг. XX века основным требованием стало получение максимальной экономичности. Последние 10-15 лет XX века главными критериями

для любого двигателя стали постоянно растущие требования и нормы по экологической чистоте двигателей и, прежде всего, по коренному снижению токсичности отработавших газов при обеспечении хорошей экономичности и высокой мощности.

Коренная перестройка двигателестроения крупнейшими автомобильными компаниями мира в последнее десятилетие XX века совпала с третьим периодом торможения отечественного двигателестроения. Из-за кризисных явлений в экономике страны отечественная промышленность не смогла обеспечить своевременный переход на выпуск новых типов двигателей.

Российские моторные заводы представляют отрасль промышленности со сложным в наших условиях путем становления. Моторная отрасль России сейчас, в первые десятилетия XXI века, пребывает в стадии кризиса. Отсутствие инвестиций в машиностроение, старение систем управления и инжиниринга предприятий дают о себе знать. Тем не менее, моторная отрасль России сейчас представлена примерно 30 предприятиями, которые поставляют на рынок такую продукцию, как:

- электрические генераторные установки, в том числе дизельные;
- двигатели внутреннего сгорания, в том числе судовые дизельные;
- 4-цилиндровые двигатели с вертикальным расположением цилиндров;
- 6-ти цилиндровые двигатели с горизонтальным или вертикальным расположением цилиндров;
- 6- и 8 - цилиндровые двигатели без турбонаддува и с турбонаддувом;
- 12-ти цилиндровые двигатели;
- запасные части к двигателям ВАЗ, ЗМЗ, ЯМЗ, КАМАЗ и др.

В числе ведущих моторных заводов России предприятия Барнаула, Заволжья, Набережных Челнов, Тольятти, Тутаева и Ярославля. Рынок сбыта продукции моторных заводов России включает не только местные предприятия, но и машиностроительные заводы стран СНГ.

На настоящий момент мировое двигателестроение получило значительное развитие. Приведем некоторые примеры рекордных показателей двигателестроения.

Самый большой судовой ДВС: рядный 14 цилиндровый – Sultzer RT-flex96с, созданный компанией Wartsila в 2002 году, для установки на крупные морские контейнеровозы и танкеры, является самым большим дизелем в мире. Рабочий объем – 25 480 л., диаметр цилиндра – 960 мм, ход поршня – 2500 мм, степень сжатия – 19,6, мощность – 108 920 л.с. при 102 мин⁻¹. (отдача с литра объема 4,3 л.с.), крутящий момент составляет 7 571 221 Н·м, расход топлива – 13 724 л/ч, сухая масса – 2300 т, габаритные размеры – длина 27 м, высота 13 м; рабочая частота вращения коленчатого вала в диапазоне от 22 до 102 мин⁻¹.

Серийный дизельный ДВС с самым большим числом цилиндров: ДВС семейства М-504 – компактные высокооборотистые 56-цилиндровые звездообразные дизель-редукторные агрегаты для скоростных судов. Серийно выпускаются на заводе «Звезда» в Санкт-Петербурге. Рабочий объем – 191,4 л; мощность – до 8000 л.с. (у двигателя М-511 А); частота вращения – 2000 мин⁻¹; масса (в сборе с реверс-редуктором) – 7200 кг. При этом двигатель в сборе с реверс-редуктором имеет длину всего 4,5 м, а его высота составляет всего 1,6 м. Примечательно, что в данном семействе присутствует спаренный агрегат М-507, который можно рассматривать как 112-ти цилиндровый двигатель.

Самый большой дизельный ДВС для грузового автомобиля: Caterpillar 3524В предназначен для установки на карьерный самосвал Caterpillar 797В, созданный в 1998 г. Конфигурация – два последовательно соединенных V-образных 12-цилиндровых мотора (24 цилиндра), рабочий объем – 117,1 л, диаметр цилиндра – 170 мм, ход поршня – 215 мм, мощность – 3550 л.с. при 1750 мин⁻¹. (отдача с литра объема 30,3 л.с.), крутящий момент – более 16 000 Н·м.

Если принимать во внимание, что вышеуказанный ДВС является составным из двух последовательно соединенных ДВС, то самым большим дизельным ДВС для грузовых автомобилей является тогда MTU 20V4000, который применяется на сверхтяжелых карьерных самосвалах Liebherr Т 282 С. Конфигурация – V-образный 20-цилиндровый ДВС рабочим объемом 95,4 литра, диаметр цилиндра – 170 мм, ход поршня – 210 мм, мощность – 4023 л.с. (3000 кВт) при 1800 мин⁻¹ (отдача с литра 42,1 л.с.), крутящий момент – более 16000 Н·м, сухая масса – 10,7 т.

Самый большой дизельный ДВС для легкового автомобиля: Audi 6.0 V12 TDI с 2008 года устанавливается на автомобиль Audi Q7. Конфигурация – 12 цилиндров V-образно, угол развала 60° , рабочий объем – 5934 см^3 , диаметр цилиндра – 83 мм, ход поршня – 91,4 мм, степень сжатия – 16, мощность – 500 л.с. при 3750 мин^{-1} . (отдача с литра 84,3 л.с.), крутящий момент – 1000 Н·м в диапазоне от 1750 до 3250 мин^{-1} .

Что касается бензиновых ДВС, то тут можно привести также ряд рекордных показателей.

Самый большой автомобильный ДВС в истории: такой агрегат ставили на автомобиль Fiat S76Record, выпущенный в 1910 г. - четырехцилиндровый ДВС выдавал почти 300 л.с. Автомобиль был построен для установки скоростных рекордов и выпущен всего в двух экземплярах. В 1911 г. Fiat S76Record развил 228 км/ч, за что был прозван «Туринским чудовищем».

ДВС с наибольшим количеством цилиндров: впервые ДВС конфигурацией W18 объемом 6,2 литра компания Bugatti представила на концепт-каре EB 118, позже таким мотором оснастили концепт 18/3 Chiron.

Самый высокопроизводительный турбированный ДВС: ДВС объемом 3,5 л. и мощностью 608 л.с. (отдача с 1 литра объема 174 л.с.). Именно с таким шестицилиндровым ДВС, оснащенным двумя турбинами, Ford представил второе поколение суперкара GT.

Самый производительный атмосферный ДВС: ДВС объемом 4,5 л. и мощностью 605 л.с. (отдача с 1 литра объема 134 л.с.) устанавливается на Ferrari 458 Speciale A.

Самый мощный бензиновый ДВС: в 2013 г. компания «Chrysler Group» начала производство автомобилей, на которых установлен самый мощный ДВС, когда-либо использовавшийся в автомобилестроении. Объем двигателя 8,4 литра с мощностью 649 л.с.

1.2 Классификация ДВС

Тепловые двигатели – это такие двигатели, в которых теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, преобразуется в механическую энергию.

Тепловые двигатели по назначению могут быть разделены на две основные группы:

стационарные (компрессоры, электрические генераторы, насосы);

транспортные (тепловозные, судовые, авто-, мото-, тракторные, авиационные).

По способу подвода теплоты тепловые двигатели могут быть:

- двигатели внутреннего сгорания, в которых сжигание топлива, выделение теплоты и преобразование ее в механическую работу происходят непосредственно в цилиндрах;

- двигатели внешнего сгорания (паровые машины, паровые турбины и двигатели Стирлинга).

На наземном транспорте наиболее распространены двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Эти тепловые ДВС отличаются компактностью, высокой экономичностью и долговечностью и применяются во всех отраслях народного хозяйства.

ДВС могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

1) *по конструкции:*

- поршневые и комбинированные ДВС,

- газотурбинные,

- реактивные ДВС.

По общепринятой терминологии под ДВС понимают поршневые двигатели, которые были первыми тепловыми машинами внутреннего сгорания. Далее под ДВС понимаются поршневые двигатели.

2) *по роду применяемого топлива:*

ДВС, работающие на жидком топливе:

- легком (бензин, керосин);
- тяжелом (мазут, соляровое масло, дизельное топливо, газойле);

ДВС, работающие на газовом топливе (генераторном, природном, промысловом);

газожидкостные ДВС (смешанное топливо);

многотопливные ДВС.

3) *по способу смесеобразования:*

- с внешним (газовые, карбюраторные, с впрыском легкого топлива во впускной трубопровод (центральный впрыск) и распределенный (впрыск на впускные клапаны);

- с внутренним смесеобразованием (дизельные, с впрыском легкого топлива непосредственно в цилиндр).

4) *по способу осуществления рабочего цикла:*

- четырехтактные (рабочий цикл происходит за два оборота коленчатого вала);
- двухтактные (рабочий цикл происходит за один оборот коленчатого вала).

5) *по способу воспламенения горючей смеси:*

- с воспламенением от сжатия (дизели);
- с принудительным воспламенением обычно искровым (газовые, карбюраторные, с впрыском легкого топлива).

6) *по способу наполнения рабочего цилиндра:*

- без наддува;
- с наддувом.

7) *по способу регулирования мощности:*

- с качественным регулированием, в которых при постоянном количестве вводимого в цилиндр воздуха изменяется количество подаваемого топлива и состав смеси (ДВС с внутренним смесеобразованием);

- ДВС с количественным регулированием, в которых состав смеси остается постоянным и меняется только его количество (ДВС с внешним смесеобразованием);

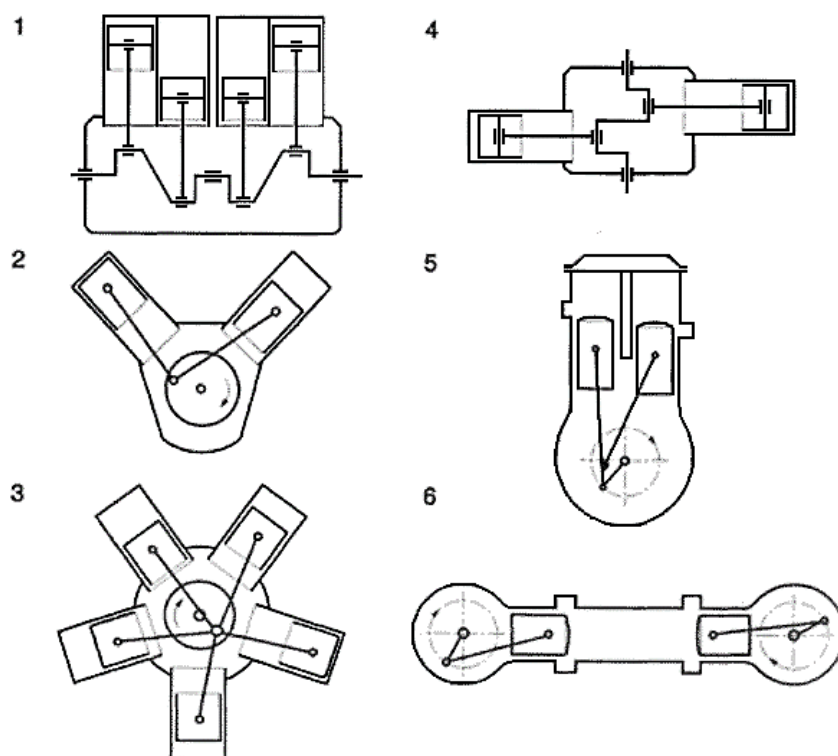
- со смешанным регулированием - изменяются количество и состав смеси.

8) по способу охлаждения:

- с жидкостным охлаждением;
- с воздушным охлаждением.

9) по расположению цилиндров (рисунок 1.1):

- рядные вертикальные (R);
- рядные наклонные;
- рядные горизонтальные;
- рядные с малым углом развала между осями цилиндров (до 15°) (VR);
- V-образные (V);
- оппозитные ДВС с расположением цилиндров под углом 180° друг к другу;
- U-образные двухрядные ДВС;
- W-образные ДВС;
- звездообразные ДВС.



1 – вертикальные рядные; 2 – V-образные; 3 – звездообразные; 4 – оппозитные ДВС;
5 – U-образные двухрядные ДВС; 6 – ДВС с горизонтально расположенными цилиндрами и поршнями, движущимися в противоположных направлениях

Рисунок 1.1 – Компоновочные схемы ДВС

10) по расположению поршней:

- однопоршневые ДВС;
- ДВС с противоположно движущимися поршнями;
- ДВС двойного действия (камеры сгорания находятся по обе стороны поршня).

На рисунке 1.2 показана схема поршневого ДВС.

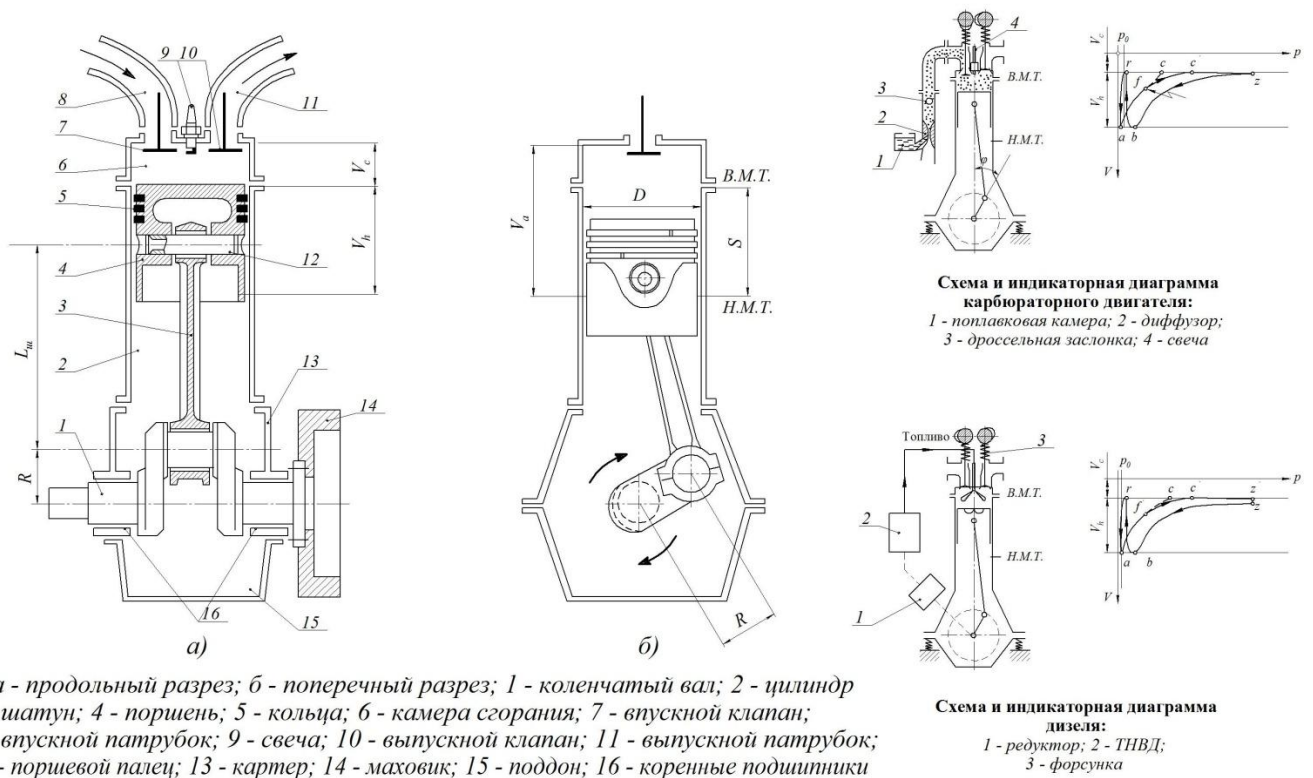


Рисунок 1.2 - Схема поршневого ДВС

1.3 Маркировка ДВС

Различают коммерческую и стандартизованную маркировку ДВС. В коммерческой маркировке указывается сокращенное название завода - производителя (КАМАЗ, ЗМЗ, ЯМЗ, ВАЗ и др.) и номер модели ДВС. Для

стандартизированной маркировки ДВС приняты условные обозначения, состоящие из букв и цифр.

Буквы означают: Ч - четырехтактный; Д - двухтактный; Н - с наддувом.

Цифры означают:

- первая - число цилиндров;
- число перед чертой - диаметр цилиндра в сантиметрах;
- число за чертой - ход поршня в сантиметрах;
- последняя цифра - модернизация (первая, вторая и т.д.).

Пример: ЯМЗ-238Н – 8ЧН 13/14; КАМАЗ-740 – 8Ч 12/12; ВАЗ-2103 – 4Ч 7,6/8,0.

1.4 Контрольные вопросы

1. Что такое тепловой двигатель?
2. Назовите основные даты и имена, связанные с изобретением ДВС.
3. Дайте классификацию ДВС.
4. Что означают цифры и буквы в маркировке ДВС?

2 Термодинамические циклы поршневых ДВС

2.1 Общие сведения о термодинамических процессах и циклах

Циклом называют замкнутый термодинамический процесс, в ходе которого рабочее тело – газ, пройдя последовательно ряд состояний, возвращается в исходное состояние. Циклы могут быть обратимыми и необратимыми.

Термодинамические процессы, протекающие с постоянным количеством газа, можно графически изобразить на pV – диаграмме, где по оси ординат p – давление, а по оси абсцисс – V – объем (рисунок 2.1).

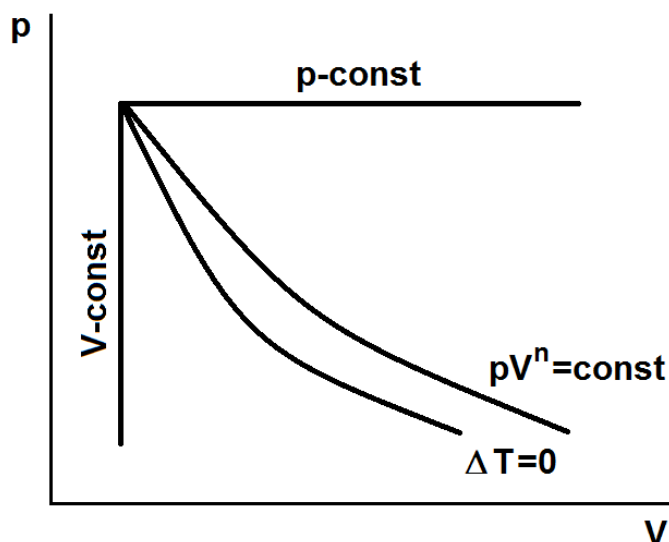


Рисунок 2.1 – Графическое представление термодинамических процессов на pV – диаграмме

Характерные термодинамические процессы:

- изохорные, когда изменение состояния газа происходит при $V=const$;
- изобарные – $p=const$;
- изотермические – $T=const$;
- адиабатные – без подвода или отвода теплоты от газа $PV^k=const$.

Величина k – называется показателем адиабаты.

Действительные процессы расширения и сжатия происходят по политропам ($PV^n = \text{const}$). Показатель политропы n зависит от характера протекания процесса.

При исследовании обратимых термодинамических циклов принимаются следующие допущения:

1) рабочее тело – идеальный газ (в действительном цикле – смесь газов переменного состава, обладающая вязкостью);

2) теплоемкости рабочего тела принимают независимыми от температуры (в действительном цикле – изменяется из-за переменной температуры и диссоциации молекул);

3) в цилиндре ДВС находится постоянное несменяемое количество рабочего тела, совершающего замкнутый цикл (в действительном цикле – имеет место массообмен с окружающей средой);

4) подвод теплоты к рабочему телу осуществляется мгновенной ее отдачей от горячего источника (в действительном цикле – теплота выделяется за конечный промежуток времени);

5) процессы газообмена заменяют обратимым процессом с мгновенным отводом теплоты от рабочего тела холодному источнику (в действительном цикле – происходят процессы газообмена за конечный промежуток времени);

6) процессы сжатия и расширения принимаются адиабатными (в действительном цикле – с переменным показателем политропного процесса).

2.2 Показатели эффективности циклов двигателей

Показателем, характеризующим совершенство преобразования теплоты в работу, т.е. термодинамическую эффективность обратимого цикла, является термический КПД.

Термическим КПД (η_t) цикла называют отношение работы L_t обратимого термодинамического цикла к теплоте Q_1 , подведенной к рабочему телу от горячего источника:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1}; \quad (2.1)$$

$$L_t = Q_1 - Q_2; \quad (2.2)$$

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (2.3)$$

где Q_2 – количество теплоты, отданной рабочим телом холодному источнику.

Средним давлением цикла p_u поршневого ДВС называют отношение работы цикла к рабочему объему цилиндра V_h :

$$p_u = \frac{L_t}{V_h}. \quad (2.4)$$

Среднее давление цикла является удельной работой цикла, т.е. работой цикла приходящейся на единицу рабочего объема.

Среднее давление равно некоторому условному постоянному давлению, действующему на поршень в период рабочего хода и совершающему работу равную работе цикла (рисунок 2.2).

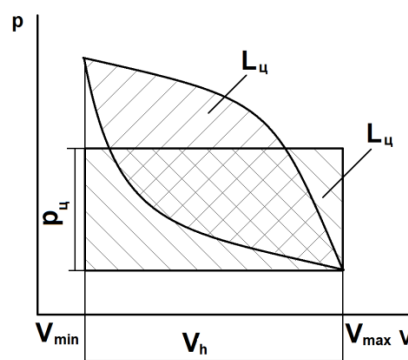


Рисунок 2.2 – Графическое определение среднего давления цикла

2.3 Циклы поршневых ДВС

Теория ДВС основана на использовании термодинамических зависимостей и приближении их к действительным условиям путем учета реальных факторов.

Рассмотрение и анализ теоретических циклов позволяет решить три основные задачи:

1) оценить влияние термодинамических факторов на изменение термического КПД и среднего давления для данного цикла и на этой основе установить оптимальные значения термодинамических факторов для получения наилучшей экономичности и максимальной удельной работы цикла;

2) провести сравнение различных теоретических циклов с точки зрения их экономичности и работоспособности при одинаковых условиях;

3) получить конкретные числовые значения термического КПД и среднего давления цикла, которые могут являться критериями для оценки степени совершенства реальных ДВС по экономичности и удельной работе (мощности).

Термодинамические циклы являются прототипами реальных циклов ДВС. В зависимости от особенностей организации процесса сгорания различают циклы с подводом теплоты при постоянном объеме, при постоянном давлении, со смешанным подводом теплоты. Они являются частными случаями обобщенного термодинамического цикла.

Рассмотрим обобщенный цикл.

Обобщенный цикл состоит из (рисунок 2.3):

- адиабатных процессов сжатия ac и расширения zv ;
- изохорного cz' и изобарного $z'z$ процесса подвода теплоты q_1' и q_1'' соответственно к рабочему телу;
- изохорного bg и изобарного ga процесса отвода теплоты q_2' и q_2'' соответственно от рабочего тела.

Введем обозначения:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ — степень сжатия;}$$

$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – степень повышения давления при сгорании;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – степень предварительного расширения;

$\delta = \frac{V_h}{V_z}$ – степень последующего расширения;

$\lambda_p = \frac{P_h}{P_g}$ – степень снижения давления;

$\varphi = \frac{V_g}{V_a}$ – степень уменьшения объема.

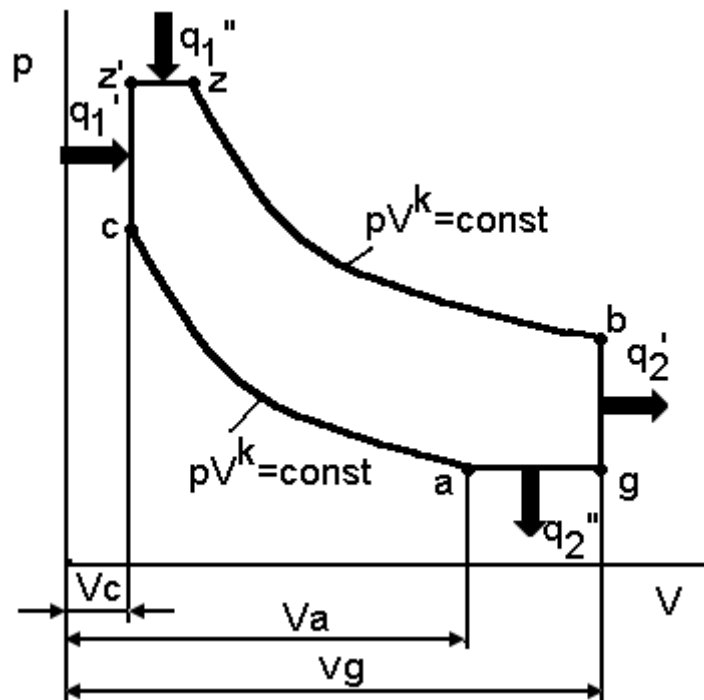


Рисунок 2.3 – Обобщенный цикл в pV - координатах

КПД обобщенного цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (2.5)$$

Среднее давление цикла:

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varphi \varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (2.6)$$

Рассмотрим частные случаи обобщенного цикла.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто).

По данному циклу работают ДВС с принудительным зажиганием.

Процесс сгорания происходит вблизи ВМТ, поэтому принимают, что подвод теплоты происходит при постоянном объеме (рисунок 2.4).

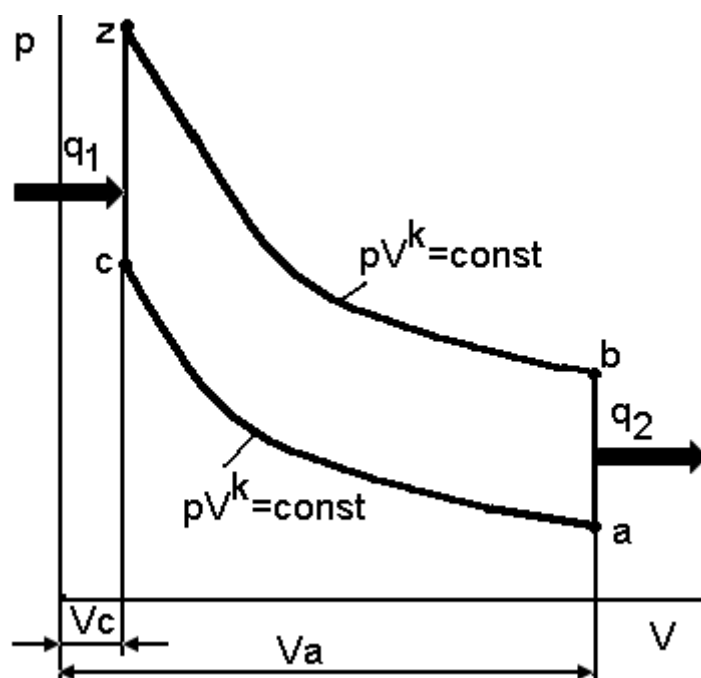


Рисунок 2.4 – Цикл Отто в pV -координатах

После окончания расширения (вблизи НМТ) теплота выносится отработавшими газами из цилиндра. Поэтому считают, что отвод теплоты происходит также при постоянном объеме – изохорно.

Выразим КПД цикла через его параметры.

$\rho = 1$ – степень предварительного расширения;

$\varphi = I$ – степень уменьшения объема.

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1, \quad (2.7)$$

где Q_1 в Дж/кмоль; $R = 8315$ Дж/(кмоль·град).

Используя уравнение термического КПД обобщенного цикла получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.8)$$

Среднее давление цикла:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t. \quad (2.9)$$

Анализ термического КПД и среднего давления позволяет сделать следующие выводы:

1. Термический КПД зависит только от степени сжатия ε и показателя адиабат сжатия и расширения k и растет при увеличении последних (рисунок 2.5). Величина среднего давления цикла дополнительно зависит от начального давления p_a и степени повышения давления λ .

2. Минимальные потери теплоты получаются в случае использования в качестве рабочего тела воздуха и составляют не выше 37 % при $\varepsilon = 12$. При использовании топливовоздушных смесей потери повышаются.

3. Максимальное значение среднего давления цикла при подведении теплоты, равной теплоте сгорания бензовоздушной смеси, составляет не более 2,0 МПа при $\varepsilon = 12$.

4. По данному циклу целесообразно осуществлять рабочий цикл реального ДВС с ε не более 12. Дальнейшее повышение ε дает незначительное увеличение p_t на величину от 1 % до 2 % и η_t на величину от 0,7 % до 3 % при увеличении ε на одну единицу.

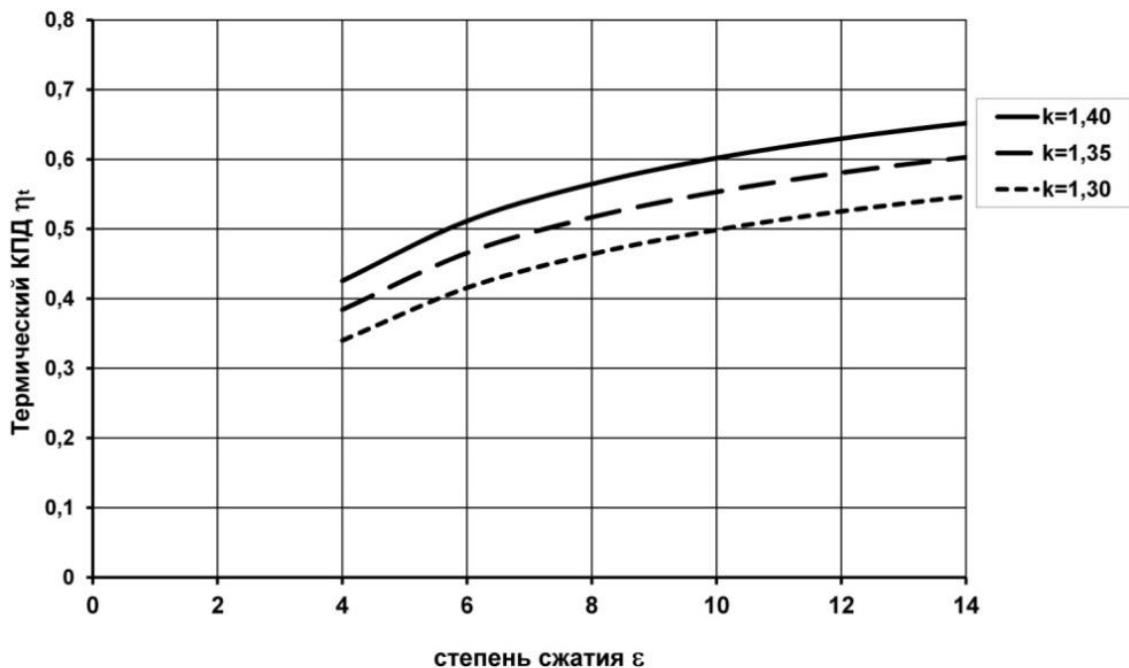


Рисунок 2.5 – Зависимости термического КПД η_t от степени сжатия ε и показателя адиабаты k [$k=1,4$ – двухатомный газ (воздух); $k=1,35$ – смесь воздуха и продуктов сгорания; $k=1,3$ – смесь двух- и трехатомного газа (продукты сгорания)].

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля).

В тихоходных ДВС с воспламенением от сжатия сгорание происходит, в основном, в процессе расширения при слабом изменении давления в цилиндре (с изобарным подводом теплоты) (рисунок 2.6).

Здесь $\lambda = 1$ и $\varphi = 1$. Термический КПД:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (2.10)$$

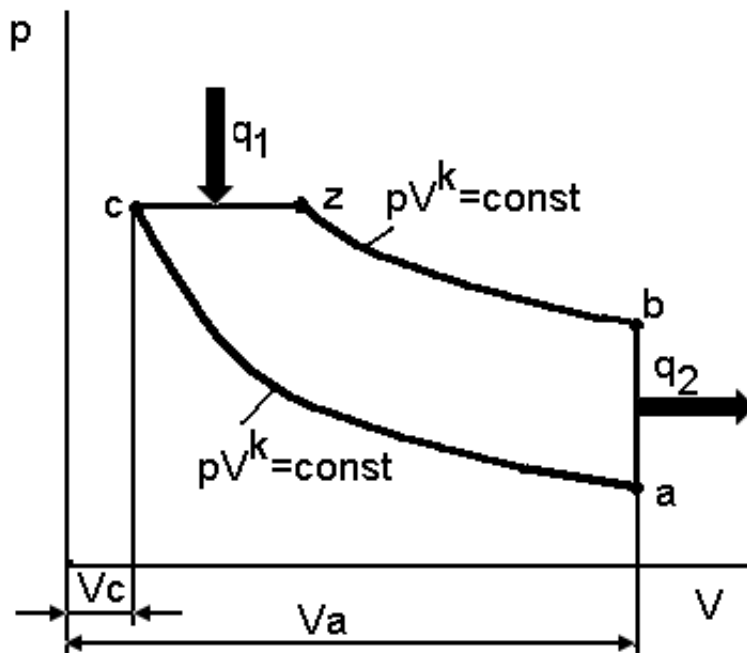


Рисунок 2.6 – Цикл Дизеля в pV -координатах

Среднее давление цикла:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t. \quad (2.11)$$

Степень предварительного расширения:

$$\rho = 1 + \frac{Q_1(k - 1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k}. \quad (2.12)$$

Выводы:

1. Значения p_t и η_t цикла при $p = \text{const}$ для небольших степеней сжатия значительно ниже p_t и η_t цикла при $V = \text{const}$.
2. При малых ε и значительном подводе теплоты цикл не существует, т.к. ρ не может превышать ε (например, при теплоте сгорания бензовоздушной смеси цикл существует при $\varepsilon > 5$).

3. При уменьшении k с 1,4 (воздух) до 1,3 (продукты сгорания) значительно снижаются p_t и η_t цикла.

4. С повышением ρ (соответственно и с повышением Q) понижается η_t .

5. Использование данного цикла в качестве прототипа рабочих процессов в реальных ДВС целесообразно только при значительных степенях сжатия (более 10), при работе с неполной нагрузкой (уменьшенная ρ) и при значительно обедненной смеси. Данный цикл не является прототипом рабочего цикла современных автотракторных ДВС.

Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Сабатэ-Тринклера).

В быстроходных дизельных ДВС сгорание происходит сначала вблизи ВМТ с большой скоростью, затем замедленно происходит процесс горения. Поэтому считают, что в таких ДВС подвод тепла происходит и при постоянном объеме и при постоянном давлении (рисунок 2.7).

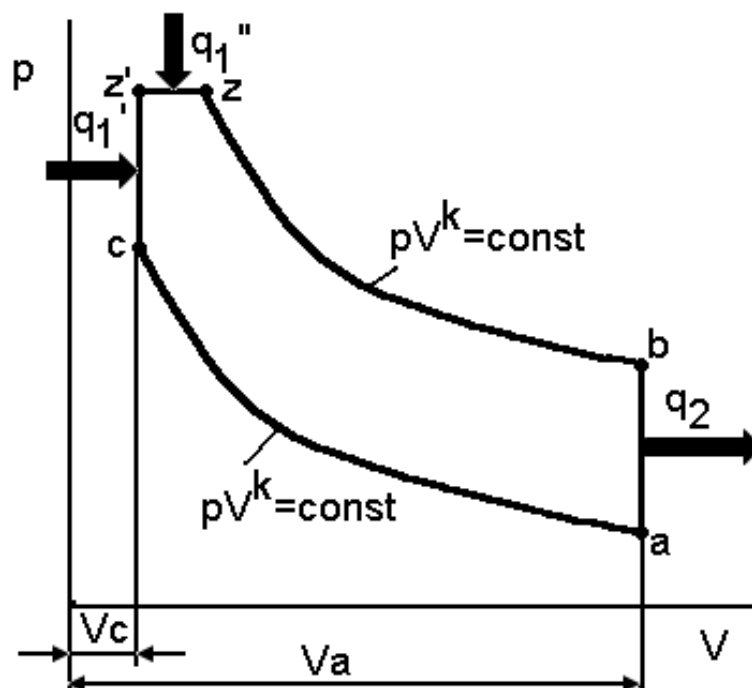


Рисунок 2.7 – Цикл Сабатэ-Тринклера в pV – координатах

Для него $\varphi = 1$. Термический КПД этого цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (2.13)$$

Среднее давление:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t, \quad (2.14)$$

$$\lambda = 1 + \frac{Q'_1(k-1)}{R T_a \varepsilon^{k-1}}, \quad (2.15)$$

$$\rho = 1 + \frac{Q''_1(k-1)}{R T_a \varepsilon^{k-1} k \lambda}. \quad (2.16)$$

Выводы:

Значения p_t и η_t цикла находятся между значениями p_t и η_t циклов при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$.

При увеличении доли теплоты, подводимой при $V = \text{const}$ (увеличение λ), и при уменьшении доли теплоты, подводимой при $p = \text{const}$ (уменьшение ρ), повышаются значения p_t и η_t .

Цикл целесообразно применять при значительных ε (больше 12) и с возможно большими значениями λ). По данному циклу работают все быстроходные автомобильные дизельные ДВС без наддува.

КПД цикла может превышать КПД двигателей при $V = \text{const}$ за счет возможного использования более высоких значений ε .

Сравнение циклов.

Представляет практический интерес сравнение циклов не только по термическому КПД и среднему давлению, но и значениям максимальных температур T_z и давлений циклов p_z , а также температур в конце расширения T_b . В реальных условиях максимальные значения давлений ограничиваются условиями допустимой прочности деталей ДВС, а максимальные значения температур, кроме того, условиями бездетонационного сгорания топлива. При температуре конца расширения в действительных циклах начинает вытекать рабочее тело из цилиндра. Поэтому надежная работа выпускных органов ДВС достигается за счет установления определенных ограничений на температуру T_b .

Таким образом, при одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подводимой теплоты значения основных термодинамических циклов (p_t, η_b, T_z, p_z) соотносятся как:

- максимальные – у цикла с подводом теплоты при $V = const$ (но минимальные значения T_b);
- минимальные – при $p = const$; (но максимальные T_e);
- промежуточные – смешанный подвод.

2.4 Контрольные вопросы

1. Что такое термодинамический цикл?
2. Какие задачи решают в анализе эффективности циклов двигателя?
3. Какими показателями оценивается эффективность циклов двигателя?
4. Чем обусловлена необратимость действительных процессов?
5. Что называется термическим КПД обратимого цикла?
6. Назовите допущения при рассмотрении обратимого цикла.
6. Что представляет обобщенный обратимый термодинамический цикл?
7. Выведите выражение термического КПД обобщенного цикла.

8. От каких параметров зависит термический КПД циклов Отто, Дизеля, Сабатэ-Тринклера?
9. Чем ограничена величина степени сжатия?
10. Чему равно среднее давление цикла?
11. Как сравнить циклы Отто, Дизеля, Сабатэ-Тринклера? Какой результат этого сравнения?
12. Какова цель идеализации циклов двигателя?
13. Каковы основные отличия идеального и действительного циклов?
14. Что такое «степень сжатия», «степень повышения давления», «степень предварительного расширения» в термодинамическом цикле?
15. Прототипами каких действительных циклов являются термодинамические циклы с подводом теплоты при $p = const$, с подводом теплоты при $V = const$, со смешанным подводом теплоты и с наддувом?

3 Рабочие тела и их свойства

3.1 Рабочие тела

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется действительный рабочий цикл.

В состав рабочего тела ДВС входит воздух, топливо, продукты сгорания. При окислении (сгорании) топлива выделяется тепловая энергия, необходимая для совершения работы в действительном цикле. Окислителем в ДВС является атмосферный воздух, в котором по объему около 21 % кислорода и 79 % инертных для реакции сгорания газов (в основном - азот).

При осуществлении цикла рабочее тело претерпевает физические и химические превращения: испарение топлива, окисление, смешение и т.п.

При наполнении в цилиндр поступает *свежая смесь* – это либо *горючая смесь* – смесь паров топлива и воздуха (при внешнем смесеобразовании), либо воздух (при внутреннем смесеобразовании). К началу процесса сжатия она называется *свежим зарядом*. К началу процесса сгорания рабочим телом является *рабочая смесь*, представляющая горючую смесь и *остаточные газы*, то есть продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре после предыдущего цикла. Во время сгорания из рабочей смеси образуются продукты сгорания. В тактах расширения и выпуска рабочим телом являются продукты сгорания.

3.2 Состав и основные свойства автомобильных топлив

Физико-химические свойства автомобильных топлив должны отвечать определенным требованиям, зависящим от типа ДВС, особенностей его конструкции, параметров рабочего процесса и условий эксплуатации. Любой вид топлива должен обеспечивать:

- полное сгорание топлива с отсутствием или минимально допустимым содержанием в продуктах сгорания токсичных веществ;

- приемлемую испаряемость при различных рабочих температурах окружающей среды;
- надежные пусковые качества и устойчивую работоспособность систем смесеобразования и питания на всех режимах работы ДВС в различных климатических условиях;
- мягкое протекание процесса сгорания с допустимыми нагрузками на детали ДВС и без нагаро-и коксообразования;
- высокие мощностные и экономические показатели ДВС на всех режимах его работы.

В ДВС применяются в основном жидкие (бензин, дизельное топливо), а также газообразные топлива.

Бензины представляют смесь углеводородов с добавленными специальными компонентами и присадками, выкипающую в диапазоне температур от 35 °С до 195 °С.

Важным свойством бензинов с точки зрения образования горючей смеси является испаряемость. Она зависит от *фракционного состава топлива*, который определяется температурами начала и конца кипения, а также температурами, при которых выкипают 10, 50, 90 % объема топлива. Чем больше низкокипящих фракций в бензине, тем лучше он испаряется.

Другое важное свойство - детонационная стойкость (детонация - взрывное сгорание смеси). Показателем детонационной стойкости является октановое число (ОЧ). ОЧ численно равно объемному (в процентах) содержанию изооктана в эталонной смеси с *n* – гептаном, которая по детонационной стойкости эквивалентна бензину, испытываемому в стандартных условиях. Углеводород *n*-гептан очень склонен к детонации (ОЧ = 0), а изооктан устойчив по отношению к ней (ОЧ = 100). Поэтому эти вещества служат основой построения шкалы для измерения детонации. Определение октанового числа осуществляется на одноцилиндровой установке двумя методами: моторным и исследовательским. Испытания по моторному методу (ММ) проводятся при более напряженном режиме, чем при исследовательском (ИМ). ОЧ по ММ в большей степени характеризует детонационную стойкость при

работе ДВС в условиях повышенного нагрузочного и теплового режимов. ОЧ по ИМ – на частичных нагрузках. Разница ОЧИМ – ОЧММ = Чувствительность бензина к детонации (от 4 до 10). Чем выше чувствительность, тем лучше его детонационная стойкость при работе на неустановившихся режимах.

Дизельные топлива представляют смесь углеводородов с добавленными компонентами, выкипающую в диапазоне температур от 180 °С до 360 °С. Кроме испаряемости, важной характеристикой дизельного топлива является его способность самовоспламеняться. Она оценивается цетановым числом (ЦЧ) при сравнении задержки воспламенения на моторной установке, работающей на исследуемом топливе и на эталонной смеси. Эталонная смесь состоит из цетана, у которого хорошая самовоспламеняемость (ЦЧ = 100), и альфа - метил - нафталина, у которого плохая самовоспламеняемость (ЦЧ = 0).

Оптимальное ЦЧ = 50. С уменьшением ЦЧ возрастает объем подготовленной смеси, что вызывает нежелательное повышение скорости нарастания давления и шума при работе ДВС. С увеличением ЦЧ уменьшается период задержки воспламенения, а воспламенение происходит до распределения капель топлива в воздушном заряде. Это приводит к увеличению удельного расхода топлива за счет уменьшения полноты сгорания и увеличению дымности ОГ.

Газообразные топлива используются в ДВС в сжатом или сжиженном виде. В сжатом виде – природный газ, который содержит от 90 % до 95 % метана. В сжиженном виде – продукты переработки попутных нефтяных газов и газов газоконденсатных месторождений, состоящие из бутанпропановых и бутиленпропиленовых смесей. Основным преимуществом газовых топлив является их экологическая чистота: отсутствие оксидов металлов, свинца, очень низкое содержание серы. Кроме того, газовые топлива имеют более высокие ОЧ, что может повышать КПД ДВС за счет повышения степени сжатия.

Все виды автомобильных топлив представляют собой смесь большого числа различных углеводородов и отличаются элементным составом. Элементный состав жидких топлив выражается массовыми долями отдельных компонентов, а газообразных – объемными.

3.3 Показатели окисления топлива

Для полного сгорания единицы топлива необходимо определенное количество воздуха, которое называется *теоретически необходимым*, и определяется по элементному составу топлива: l_0 в $\frac{\text{кг возд}}{\text{кг топл}}$ и L_0 $\frac{\text{кмоль возд}}{\text{кг топл}}$ ($l_0 \approx 28,94 L_0$).

В действительности соотношение топлива и воздуха в свежей смеси может быть различным. Отношение действительного количества воздуха l (L), участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха l_0 (L_0) называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}. \quad (3.1)$$

Значение коэффициента α зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы ДВС. С уменьшением α возникает неполнота сгорания топлива, ухудшается экономичность и увеличивается термическая напряженность ДВС.

В действительном процессе сгорания при $\alpha = 1$ топливо полностью не сгорает, так как невозможно создать однородную смесь, в которой около каждой молекулы топлива находится одинаковое количество молекул окислителя. Реальная смесь всегда неоднородна. Поэтому полное сгорание топлива происходит при $\alpha > 1$ (состав смеси при α в диапазоне от 1,03 до 1,05 называют *экономичной* смесью). Однако для ДВС с внешним смесеобразованием возможны режимы работы при $\alpha < 1$. Причем при $\alpha \approx 0,9$ выделяется максимальное количество теплоты, поэтому такая смесь называется *мощностной*.

Сгорание, при котором все топливо превращается в конечные продукты – диоксид углерода CO_2 и водяной пар H_2O , называется *полным* сгоранием топлива: в противном случае – неполное. Если при полном сгорании топлива в конечных

продуктах отсутствует кислород, то такое сгорание называется совершенным. Оно теоретически возможно при $\alpha = 1$ (*стехиометрическая смесь*).

В продукты сгорания входят свыше 250 компонентов. Так как часть этих веществ присутствует в незначительном количестве, то при расчетах учитывают только наиболее весомые компоненты.

При неполном сгорании топлива (при $\alpha < 1$) продукты сгорания представляют собой смесь диоксида углерода CO_2 , водяного пара H_2O , оксида углерода CO , свободного водорода H_2 , азота N_2 и др.

Общее количество продуктов M_2 неполного сгорания:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=m} M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0. \quad (3.2)$$

При полном сгорании топлива (при $\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из диоксида углерода CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 .

Общее количество продуктов полного сгорания:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=k} M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0. \quad (3.3)$$

Количество горючей смеси

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}, \quad (3.4)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (3.5)$$

Для жидкого топлива ΔM всегда больше нуля. Это происходит вследствие увеличения суммарного количества молекул в результате химических реакций распада молекул топлива при сгорании и образования новых молекул. При полном сгорании из одной молекулы O_2 получаются две молекулы H_2O ; при неполном сгорании, кроме этого, из одной молекулы O_2 получаются две молекулы CO . Для газообразных топлив ΔM может быть и меньше нуля. Это зависит от природы входящих в топливо углеводородов, их количества, соотношения между количеством углеводородов, водорода, оксида углерода. Увеличение M при сгорании является положительным фактором, т.к. это приводит к увеличению полезной работы в цилиндре.

Относительное изменение количества молей при сгорании горючей смеси характеризуется *химическим коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси* μ_o , который определяется по формуле:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \quad (3.6)$$

В цилиндре реального ДВС в сгорании участвует не горючая смесь, а рабочая смесь, которая состоит из свежего заряда M_1 и остаточных газов M_r . Относительное количество остаточных газов характеризуется величиной *коэффициента остаточных газов* γ_r . С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр ДВС в процессе впуска.

Количество остаточных газов M_r :

$$M_r = \gamma_r \cdot M_1. \quad (3.7)$$

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (3.8)$$

Изменение объема при сгорании рабочей смеси учитывает действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (3.9)$$

3.4 Теплофизические свойства топлив и их продуктов сгорания

Теплотой сгорания называют то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы топлива. Тепловой эффект реакций идет с образованием H_2O . Вода в продуктах сгорания может находиться в парообразном и жидком состоянии. При охлаждении парообразных продуктов сгорания водяной пар конденсируется. Выделяется дополнительное количество теплоты, равное скрытой теплоте парообразования. В связи с этим различают низшую H_u и высшую H_o теплоту сгорания. Так как в ДВС водяной пар не успевает конденсироваться, то пользуются *низшей теплотой* сгорания, под которой понимается количество теплоты, выделяемое при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяных паров. Низшая теплота сгорания H_u в кДж/кг определяется по формуле Д.И. Менделеева и имеет разное значение для различных топлив (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Примерные значения H_u

Топливо	Бензин	Дизельное топливо	Природный газ	Пропан	Бутан
H_u	44,0 МДж/кг	42,5 МДж/кг	35,0 МДж/м ³	85,5 МДж/м ³	112,0 МДж/м ³

Для тепловой оценки топлива необходимо знать также и теплоту сгорания топливовоздушных смесей. Отношение теплоты сгорания единицы топлива к общему объему горючей смеси называется *теплотой сгорания горючей смеси*:

$$H_{гор.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1}, \frac{МДж}{кмоль гор.см.}. \quad (3.10)$$

$$H_{гор.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{m_1}, \frac{МДж}{кг гор.см.}. \quad (3.11)$$

При $\alpha < 1$ имеет место химическая неполнота сгорания топлива из-за недостатка кислорода:

$$\Delta H_u = 119,95 (1 - \alpha) L_0, \frac{МДж}{кг}. \quad (3.12)$$

При $\alpha \geq 1$ $\Delta H_u = 0$.

Так как в процессе сгорания участвует не горючая смесь, а рабочая, то справедлива формула для определения *теплоты сгорания рабочей смеси*:

$$H_{раб.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 + M_r}, \frac{МДж}{кмоль раб.см.}. \quad (3.13)$$

Средней теплоемкостью рабочего тела называется отношение количества теплоты, сообщаемой телу в заданном процессе, к изменению температуры при условии, что разность температур является конечной температурой. Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчетов рабочих процессов ДВС обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме m_{cv} и при постоянном давлении m_{cp} . Их значения для различных газов в зависимости от температуры

определяются либо по эмпирическим формулам, либо по справочным таблицам, либо по графикам.

При расчетах теплоемкость свежего заряда в ДВС, работающих на жидких топливах, обычно принимается равной теплоемкости воздуха (без учета влияния паров топлива, в газовых – без учета разности в теплоемкостях газообразного топлива и воздуха. Среднюю мольную теплоемкость продуктов сгорания определяют как теплоемкость смеси газов:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_x} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_{vi}'')_{t_0}^{t_x}. \quad (3.14)$$

где $r_i = \frac{M_i}{M_2}$ – мольные доли каждого газа, входящего в данную смесь;

(mc_v'') – средние мольные теплоемкости каждого газа при температуре смеси t_x .

3.5 Контрольные вопросы

1. Назовите ассортимент моторных топлив.
2. Что представляет рабочее тело в ДВС?
3. Опишите реакции окисления топлива.
4. Охарактеризуйте стехиометрический состав смеси.
5. Как происходит полное сгорание топлива?
6. Как происходит неполное сгорание топлива?
7. Каков состав продуктов полного и неполного сгорания?
8. Почему для бензовоздушной смеси коэффициент молекулярного изменения больше единицы?
9. Почему отличаются значения низшей и высшей теплоты сгорания?

4 Действительные циклы автомобильных ДВС

4.1 Общие сведения

Сгорание топлива в цилиндрах возможно лишь последовательными порциями, причем сгоранию должен предшествовать ряд подготовительных процессов. Совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре в определенной последовательности, называется *рабочим (действительным) циклом*. Во время работы ДВС рабочий цикл периодически повторяется. Действительный цикл ДВС может быть разбит на следующие последовательно протекающие и частично перекрывающие друг друга процессы: впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск продуктов сгорания.

Введем основные понятия и определения.

Такт - рабочие процессы, совершаемые в течение одного хода поршня (часть рабочего цикла). В действительном цикле понятия «такт» и «процесс» не совпадают. Для лучшей организации процессов газообмена клапаны открываются до начала соответствующего такта и закрываются по его окончании.

Ход поршня – расстояние при перемещении поршня из одной мертвой точки в другую.

Мертвые точки – крайние положения поршня в цилиндре.

ВМТ – верхняя мертвая точка; соответствует положению поршня, при котором объем внутренней полости цилиндра минимален и равен объему камеры сгорания V_c .

НМТ – нижняя мертвая точка; соответствует положению поршня, при котором объем внутренней полости цилиндра максимален и равен полному объему цилиндра V_a .

Рабочий объем цилиндра – объем цилиндра между нижней и мертвой точками:
 $V_h = V_a - V_c$.

$$\text{Степень сжатия} - \varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

4.2 Индикаторная диаграмма четырехтактного цикла

При рассмотрении рабочих процессов в ДВС широко используется так называемая индикаторная диаграмма.

Индикаторная диаграмма – это зависимость давления в цилиндре ДВС от объема цилиндра, перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала (времени), выраженная графически. Следовательно, индикаторная диаграмма может быть построена соответственно либо в $p-V$, $p-S$ либо в $p-\alpha$ ($P-\tau$) координатах.

Рабочий цикл в цилиндре ДВС может быть осуществлен за четыре (два полных оборота коленчатого вала) или два такта (один оборот). Соответственно цикл называется четырехтактным или двухтактным.

Рассмотрим индикаторную диаграмму четырехтактного цикла (рисунок 4.1).

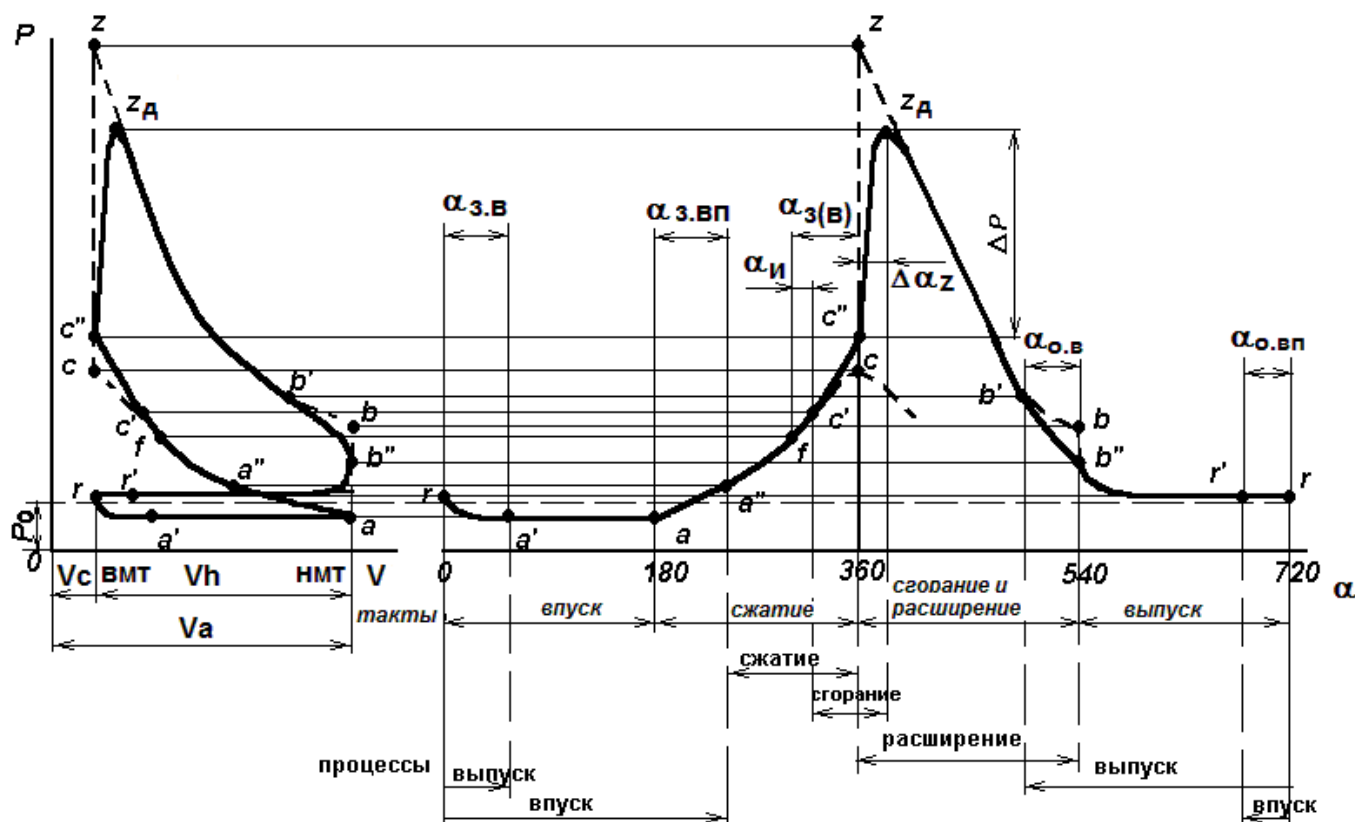


Рисунок 4.1- Индикаторная диаграмма в $p-V$ и $p-\alpha$ координатах

Характерные углы:

$\alpha_{o.вн.}$ и $\alpha_{o.в.}$ – углы открытия соответственно впускного и выпускного клапанов;

$\alpha_{з.вн.}$ и $\alpha_{з.в.}$ – углы закрытия соответственно впускного и выпускного клапанов;

$\alpha_з$ ($\alpha_{в.}$) – углы опережения зажигания (впрыска топлива);

α_u – период задержки воспламенения;

$\Delta\alpha_z$ – угол от ВМТ максимального действительного давления $p_{z\partial}$.

Характерные точки действительного цикла:

r – соответствует положению поршня в ВМТ в начале такта впуска;

a' – момент закрытия выпускного клапана;

a – соответствует положению поршня в НМТ в начале такта сжатия;

a'' – момент закрытия впускного клапана;

f – момент подачи искры или начала впрыска топлива;

c' – соответствует началу видимого сгорания (отрыву линии сгорания от линии сжатия);

c – соответствует концу процесса сжатия в отсутствие сгорания;

c'' – соответствует началу такта сгорания и расширения;

z – момент теоретического максимального давления при сгорании;

z_∂ – момент действительного максимального давления при сгорании;

b' – момент открытия выпускного клапана;

b – соответствует концу процесса расширения при условии, что выпускной клапан остается закрытым;

b'' – момент начала такта выпуска;

r' – момент открытия впускного клапана;

Δp – нарастание давления при сгорании;

$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha_z}$ – скорость нарастания давления или жесткость работы.

4.3 Рабочие процессы четырехтактного ДВС с принудительным воспламенением

I такт «впуск» - при повороте коленчатого вала α от 0° до 180° , изменение объема надпоршневого пространства от V_c при $\alpha=0^\circ$ (ВМТ) до V_a при $\alpha=180^\circ$ (НМТ). Заполнение цилиндра горючей смесью (линия ga на диаграмме) происходит из-за разрежения в нем, создаваемого движущимся в сторону НМТ поршнем. При впуске происходит перемешивание топлива, воздуха и остаточных газов.

Давление p_a в конце такта впуска (точка a) определяется гидравлическими потерями во впускном тракте, величина которых зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы ДВС (от скорости перемещения топливо-воздушной смеси (ТВС) по впускному тракту и от степени открытия дроссельной заслонки). На режиме номинальной мощности $p_a = (0,8 - 0,95)p_o$, где p_o – атмосферное давление.

На температуру T_a влияют теплообмен свежего заряда с элементами ДВС, формирующими впускную систему и камеру сгорания, и его охлаждение за счет затрат теплоты на испарение топлива, для компенсации которых в карбюраторном ДВС осуществляется специальный подогрев ТВС во впускном трубопроводе, ОГ или горячей жидкостью из системы охлаждения. Кроме того, температура свежего заряда увеличивается вследствие перемешивания его с горячими остаточными газами.

На номинальном режиме в карбюраторном ДВС превалирует подогрев свежего заряда и $T_a = 340 - 370\text{ K}$.

II такт «сжатие» – при повороте коленчатого вала α от 180° до 360° (линия ac на диаграмме) при движении поршня от НМТ к ВМТ. На расчетные значения параметров рабочего тела в конце сжатия (точка c) в основном влияют их начальные значения (p_a , T_a) и степень сжатия ε . При значениях ε , характерных для современных бензиновых ДВС ($\varepsilon = 6,5 - 10$), $p_c = 0,9 - 2,0\text{ МПа}$ и $T_c = 600 - 800\text{ K}$.

При реализации действительного цикла давление в конце такта сжатия, т.е. при положении поршня в ВМТ, $p_{c''} > p_c$; $p_{c''} = (1,15 - 1,25)p_c$, что является следствием повышения давления в результате начавшегося процесса сгорания в точке f - момент

искрового разряда в свече зажигания. Подача искры происходит в условиях заранее подготовленной достаточно однородной рабочей смеси. Для наилучшего использования теплоты устанавливается угловой интервал от момента подачи искры до прихода поршня в ВМТ, называемый *углом опережения зажигания*.

III такт «сгорание и расширение» – при повороте коленчатого вала α от 360 до 540 °. Во время этого такта работы ДВС происходят сгорание основной доли поданного в цилиндр топлива, расширение рабочего тела и осуществляется полезная работа. Другое название этого такта – *рабочий ход*.

Вблизи ВМТ при повороте кривошипа на угол $\alpha = 10 - 15^\circ$ давление в цилиндре достигает максимума $p_z = 3,5 - 7,5 \text{ МПа}$ и соответственно возрастает температура рабочего тела до $T_z = 2400 - 3100 \text{ К}$. Характерным для ДВС является отношение $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – *степень повышения давления*. Для современных бензиновых ДВС $\lambda = 3,2 - 4,2$.

По завершении такта расширения рабочее тело имеет расчетные значения давления и температуры, соответственно $p_g = 0,35 - 0,6 \text{ МПа}$, $T_g = 1200 - 1700 \text{ К}$.

Следует заметить, что в действительном цикле процесс расширения заканчивается раньше, чем поршень приходит в НМТ, из-за раннего начала открытия выпускного клапана.

IV такт «выпуск» – при повороте коленчатого вала α от 540 ° до 720 ° – происходит очистка цилиндра от продуктов сгорания под некоторым избыточным давлением $p_r = (1,05 - 1,25)p_o$, величина которого зависит от гидравлических потерь в выпускной системе. Отработавшие газы покидают цилиндр с $T_r = 900 - 1100 \text{ К}$.

4.4 Рабочие процессы четырехтактного дизельного ДВС

С целью обеспечения достаточной температуры для надежного самовоспламенения степень сжатия в дизельных ДВС назначается много большей, чем в бензиновых ДВС – в среднем ϵ находится в пределах от 14 до 23.

Процесс наполнения цилиндров свежим зарядом (в дизельных ДВС это воздух) и значения параметров рабочего тела в конце такта (точка a) определяются следующими факторами:

- гидравлические потери во впускной системе дизельного ДВС заметно меньше, чем в бензиновых ДВС (нет диффузора карбюратора и дроссельной заслонки), и они не изменяются при изменении нагрузки на ДВС;

- во впускной системе нет отвода теплоты от свежего заряда при испарении топлива ввиду отсутствия последнего в свежем заряде дизельных ДВС, вследствие чего отпадает необходимость в специальном подогреве впускного трубопровода.

По этой причине давление в точке a в дизельных ДВС без наддува больше, чем в бензиновых ДВС и составляет $p_a = (0,82 - 0,97)p_o$.

Температура T_a в дизельных ДВС несколько ниже, чем в бензиновых ДВС ($T_a = 310 - 350 \text{ K}$), в основном из-за того, что при больших степенях сжатия к свежему заряду подмешивается относительно меньшее количество ОГ.

Особенностью такта сжатия в дизельных ДВС ($\alpha = 180^\circ - 360^\circ$) являются более высокие, чем в бензиновых ДВС, термодинамические параметры рабочего тела в точке c : $p_c = 3,5 - 5,5 \text{ МПа}$, $T_c = 700 - 900 \text{ K}$, что объясняется в основном большей величиной степени сжатия.

В конце такта сжатия в камеру сгорания начинают впрыскивать топливо. Угол, на который повернется коленчатый вал от момента начала впрыскивания топлива до прихода поршня в ВМТ, называется *углом опережения впрыскивания*.

Вследствие начинающегося еще до ВМТ процесса сгорания давление в цилиндре $p_{c''}$ превышает расчетное значение p_c : $p_{c''} = (1,05 - 1,15) p_c$,

В дизельных ДВС подготовка рабочей смеси к сгоранию происходит за короткий интервал времени, предшествующий сгоранию топлива от начала подачи, при этом значительная его часть впрыскивается в цилиндр непосредственно в процессе сгорания. Все это приводит к тому, что вблизи ВМТ в дизельных ДВС сгорает существенно меньшая, чем в бензиновых ДВС, часть всего подаваемого топлива и его количество горит после ВМТ.

В значительной мере следствием этого является то, что степень повышения давления $\lambda=1,2 - 2,5$ меньше, чем аналогичная величина в бензиновых ДВС. Максимальное давление цикла в дизельных ДВС и соответствующая температура в точке z : $p_z=5,0 - 12,0 \text{ МПа}$; $T_z= 1800 - 2300 \text{ К}$. Более низкие значения T_z по сравнению с бензиновым ДВС являются в основном следствием большего значения коэффициента избытка воздуха.

Расчетные параметры рабочего тела в конце такта расширения (точка b) $p_b=0,2 - 0,5 \text{ МПа}$ и $T_b=1000 - 1200 \text{ К}$ ниже, чем в бензиновых ДВС из-за более высокой степени сжатия и соответственно большей степени расширения продуктов сгорания.

Такт выпуска ($\alpha = 540 - 720^\circ$) каких-либо принципиальных особенностей не имеет. Давление в точке r (конец такта выпуска), как и в случае бензиновых ДВС, определяется величиной гидравлических потерь в выпускной системе $p_r=(1,05 - 1,2)p_o$, а температура рабочего тела ниже, чем в бензиновых ДВС, $T_r=600 - 900 \text{ К}$, что объясняется более низкой температурой в конце такта расширения T_b .

4.5 Контрольные вопросы

1. Что такое рабочий цикл двигателя?
2. Опишите принцип действия двигателя с внешним смесеобразованием.
3. Опишите принцип действия двигателя с внутренним смесеобразованием.
4. Что такое «верхняя мертвая точка», «нижняя мертвая точка», «объем камеры сгорания», «рабочий объем цилиндра», «полный объем цилиндра», «степень сжатия»?
5. Как работает четырехтактный двигатель с принудительным воспламенением?
6. Как работает четырехтактный дизельный двигатель?

5 Процессы газообмена

5.1 Общие сведения

Процессами газообмена называют процессы выпуска из цилиндра продуктов сгорания и его наполнения свежим зарядом. Продолжительность и очередность этих процессов зависит от длительности и последовательности открытия и закрытия клапанов, которые называются *фазами газораспределения*. Фазы газораспределения определяются углом поворота коленчатого вала относительно ВМТ или НМТ.

Выпуск отработавших газов из цилиндра начинается при открытии выпускного клапана, которое происходит в конце такта расширения до прихода поршня в НМТ. Таким образом, выпускной клапан открывается с опережением относительно НМТ на угол $\alpha_{o,в}$. Закрывают выпускной клапан, когда поршень дойдя до ВМТ, начинает двигаться к НМТ, то есть с запаздыванием на угол $\alpha_{з,в}$. Впускной клапан открывают с опережением относительно ВМТ на угол $\alpha_{o,вп}$, закрывают с запаздыванием на угол $\alpha_{з,вп}$, после прохода поршнем НМТ (таблица 5.1).

Таблица 5.1 - Фазы газораспределения ДВС

	$\alpha_{o,вп}$	$\alpha_{з,вп}$	$\alpha_{o,в}$	$\alpha_{з,в}$
Бензиновый ДВС	10 - 35	40 - 85	40 - 70	10 - 50
Дизельный ДВС без наддува	15 - 20	30 - 50	40 - 60	15 - 45
Дизельный ДВС с наддувом	50 - 80	40 - 50	40 - 60	40 - 60

Таким образом, процессы выпуска и наполнения протекают, в основном, раздельно, но около ВМТ некоторое время одновременно. Это время называют перекрытием клапанов. Оно соответствует повороту коленчатого вала на угол $\alpha_{з,в} + \alpha_{o,вп}$. Общая продолжительность газообмена в четырехтактном ДВС соответствует углу $\alpha_{o,в} + 360^\circ + \alpha_{з,вп} \approx 400^\circ - 520^\circ$. Для улучшения газообмена его

продолжительность, выраженная в углах поворота коленчатого вала, должна увеличиваться при росте частоты вращения коленчатого вала.

Процессы газообмена условно делят на периоды: (в четырехтактных ДВС) свободный выпуск, принудительный выпуск, продувку, наполнение, дозарядку. Периоды определяются величиной и направлением скорости газового потока в клапанах и направлением движения поршня.

Свободный выпуск происходит от начала открытия выпускного клапана до достижения поршнем НМТ ($b'b''$). Истечение газов происходит при увеличении объема цилиндра. В момент открытия выпускного клапана давление в цилиндре p находится в пределах от 0,3 МПа до 0,8 МПа. Давление за выпускным клапаном выше атмосферного на величину гидравлических потерь в выпускном тракте p_r и находится в диапазоне от 0,105 МПа до 0,12 МПа. Сначала выпуск происходит со скоростью $\omega_{кр}$ от 500 м/с до 700 м/с, которая уменьшается с понижением температуры из-за расширения газов в цилиндре. Давление газов в цилиндре понижается за счет истечения. За сравнительно небольшое время свободного выпуска из цилиндра удаляется до 50 % - 70 % отработавших газов. Это оправдывает допущение об изохорном отводе теплоты при рассмотрении термодинамических циклов.

Принудительный выпуск продолжается при движении поршня от НМТ к ВМТ ($b''r$), когда поршень вытесняет продукты сгорания из цилиндра. Перепад давления на выпускном клапане, а следовательно, скорость истечения газов из цилиндра (от 80 м/с до 250 м/с), определяется скоростью движения поршня и отношением площадей клапанной щели и поршня. Давление и температура газов в этот период слабо изменяются. При перекрытии клапанов давление в цилиндре еще больше давления p_k перед впускным клапаном. Поэтому продукты сгорания истекают из цилиндра через выпускной и впускной клапаны. Происходит заброс продуктов сгорания во впускной тракт. Поступление свежего заряда в цилиндр начинается после выравнивания давлений в цилиндре и впускном трубопроводе. Это происходит после прохождения поршнем ВМТ. Таким образом, перекрытие клапанов в ДВС без наддува должно быть небольшим.

Процесс *продувки* возможен при перекрытии клапанов ($r' r a'$), если давление во впускном канале больше давления в цилиндре, а давление в цилиндре больше давления за выпускным клапаном. В этом случае часть свежего заряда попадает в выпускной трубопровод. Такое возможно в случае применения наддува. Для улучшения продувки увеличивают перекрытие клапанов. Результатом продувки является уменьшение количества остаточных газов и улучшение охлаждения головки цилиндра.

Наполнение цилиндра осуществляется во время хода поршня от ВМТ к НМТ. Оно начинается с момента, когда $p_k > p$. Скорость в клапанной щели (от 80 м/с до 200 м/с) определяется скоростью поршня и отношением площадей поршня и клапанной щели. В НМТ давление в цилиндре меньше давления p_k из-за гидравлических потерь в клапане.

Дозарядка происходит при движении поршня от НМТ до момента закрытия впускного клапана. Условие осуществления зарядки $p_k > p$. Если впускной клапан закрывается тогда, когда $p_k < p$, часть заряда вытесняется обратно во впускной трубопровод.

Качество наполнения цилиндра удобно оценивать относительным количеством свежего заряда - *коэффициентом наполнения* η_v . Он представляет отношение действительного количества свежего заряда, попавшего в цилиндр, к количеству свежего заряда, которое теоретически может разместиться в рабочем объеме V_h при давлении p_k и температуре T_k .

На величину коэффициента наполнения влияют следующие факторы:

- давление p_a в цилиндре в конце процесса наполнения, которое меньше давления на входе в ДВС из-за гидравлических потерь во впускном тракте;
- температура T_a , которая больше температуры на входе в ДВС из-за подогрева газа от стенок на температуру ΔT (БД – 0...20 К, Д – 10...40 К, ДН – -5...+10 К);
- объем остаточных газов, который в ДВС без наддува больше объема камеры сгорания V_c .

В результате значение этого коэффициента обычно меньше единицы.

Однако коэффициент может быть больше единицы при продувке цилиндра в ДВС с наддувом, когда объем остаточных газов меньше объема камеры сгорания, или при организации во впускном трубопроводе интенсивных волновых процессов, когда в конце наполнения достигается давление p_a больше среднего давления p_k во впускном трубопроводе.

5.2 Влияние конструкционных и эксплуатационных факторов на процессы газообмена

Сопротивление на впуске. Рост гидравлических потерь во впускном тракте приводит к снижению давления p_a . Следовательно, уменьшается плотность заряда и величина коэффициента наполнения η_v . Сопротивление впускной системы зависит от скорости заряда, формы клапана, поворотов, местных сужений и расширений, длины и шероховатости стенок каналов и т.п. Сопротивление увеличивает воздушный фильтр и карбюратор. Из-за отсутствия карбюратора (точнее его диффузора) сопротивление впускных систем дизельного ДВС и с распределенным и непосредственным впрыскиванием бензина меньше, чем у бензиновых ДВС.

Потери в выпускном клапане меньше влияют на η_v , чем потери во впускном клапане. Поэтому больше внимания следует уделять уменьшению потерь на впуске. Значительный эффект увеличения η_v дает переход к четырем клапанам в одном цилиндре.

Влияние сопротивления впускной системы на η_v используется в ДВС с принудительным зажиганием для регулирования нагрузки ДВС путем изменения количества свежего заряда. Это осуществляется поворотом дроссельной заслонки, то есть изменением гидравлического сопротивления тракта.

На изменение сопротивления впускного тракта, и, следовательно, на наполнение цилиндров влияют эксплуатационные факторы, например, загрязнение воздушного фильтра. Износ кулачков распределительного вала и слишком большой

зазор между ними и клапанами уменьшает «время-сечение» клапанов, что приводит к ухудшению наполнения цилиндров.

Нестационарные явления во впускном тракте. При открытии клапана во впускном тракте против течения свежей смеси распространяются волны разрежения. Они могут отразиться от входа в тракт или от других препятствий в тракте волнами сжатия. Во время подхода поршня к НМТ волна сжатия может оказаться около впускного клапана. Следовательно, перед закрытием впускного клапана давление кратковременно возрастает. При этом увеличивается дозарядка цилиндра, растет коэффициент наполнения η_v . Если положительный эффект динамического наддува превышает отрицательный эффект влияния гидравлических потерь во впускном тракте, то величина η_v становится больше единицы.

Очевидно, что для достижения такого эффекта необходимо правильно определить длину впускного трубопровода, так как волны сжатия и расширения распространяются со звуковой скоростью. Изменение частоты вращения коленчатого вала приводит к рассогласованию времени прихода волны сжатия к впускному клапану и моменту закрытия впускного клапана. В результате положительный эффект динамического наддува проявляется в узком диапазоне скоростных режимов ДВС. Для расширения этого диапазона следует применять регулируемую настройку впускной системы (допустим, изменять длину впускного трубопровода) и изменять фазы газораспределения, например поворотом распределительного вала, выборочным введением в действие кулачков с разным профилем на одном распределительном валу, изменением высоты подъема клапанов и момента их открытия за счет соленоидного привода.

Сопротивление на выпуске. Влияние сопротивления выпускного тракта на параметры в цилиндре качественно такое же, как и во впускной системе. Увеличение этого сопротивления из-за загрязнения глушителя или установки нейтрализатора отработавших газов ухудшает очистку цилиндра и приводит к росту давления p_r в цилиндре в момент окончания выпуска. Понижается коэффициент наполнения η_v . Для улучшения работы выпускной системы могут также, как и во впускной системе, использоваться волновые процессы.

Фазы газораспределения. Оптимальный угол открытия выпускного клапана выбирают так, чтобы газами в цилиндре была совершена наибольшая полезная работа. Если клапан открыт рано, то полезная работа расширения уменьшается; если поздно, то возрастает работа на совершение принудительного выпуска. Чем выше частота вращения коленчатого вала, тем раньше следует открывать выпускной клапан.

Угол перекрытия клапанов в ДВС без наддува небольшой. Его расширяют обычно путем увеличения угла открытия впускного клапана. Угол закрытия впускного клапана выбирают с учетом параметра «время-сечение» и возможности обратного выброса заряда. Его оптимальное значение зависит от частоты вращения коленчатого вала и волновых процессов во впускном тракте.

Оптимальные фазы газораспределения чаще всего выбирают для скоростного режима, соответствующего максимальному крутящему моменту, что обуславливает на этом режиме наибольший коэффициент наполнения. Рационально применять изменяемые фазы газораспределения.

Режимы работы. Зависимость $\eta_v = f(N_e)$ для ДВС с внешним и внутренним смесеобразованием имеет разный характер, так как в них применяют разные способы регулирования мощности.

В ДВС с внешним смесеобразованием изменение мощности осуществляется поворотом дроссельной заслонки. Это приводит к изменению гидравлического сопротивления впускного тракта, что ведет к изменению количества заряда. Количество остаточных газов при этом изменяется слабо. Таким образом, при снижении нагрузки коэффициент наполнения заметно уменьшается.

В дизельном ДВС изменение мощности осуществляется путем изменение количества топлива, подаваемого в цилиндр. Количество воздуха в цилиндре практически не изменяется. Увеличение подачи топлива приводит к росту количества выделяемой теплоты, и, следовательно, к увеличению температуры стенок цилиндра. При этом увеличивается подогрев свежего заряда, плотность его уменьшается - η_v немного уменьшается.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к росту скорости течения во впускном трубопроводе, а значит к увеличению его сопротивления. В результате коэффициент наполнения снижается, несмотря на увеличение дозарядки и снижения подогрева свежего заряда. При малой частоте вращения в период запаздывания закрытия впускного клапана происходит обратный выброс заряда из цилиндра во впускную систему и увеличивается подогрев свежего заряда. В результате η_V уменьшается.

5.3 Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте фазы газообмена четырехтактного двигателя.
2. Опишите периоды газообмена четырехтактного двигателя.
3. Как происходит свободный выпуск?
4. Что такое работа насосных ходов?
5. Какие показатели характеризуют процессы газообмена?
6. От каких параметров зависит коэффициент наполнения?
7. Что такое параметр «время – сечение»?
8. Проанализируйте влияние впускных и выпускных газопроводов на процессы газообмена.
9. Проанализируйте влияние фаз газораспределения на наполнение и очистку цилиндра.
10. Какая зависимость процессов газообмена от режима работы двигателя?

6 Процесс сжатия

6.1 Общие понятия о процессе сжатия

Процесс сжатия в действительном цикле ДВС обеспечивает расширение температурных пределов рабочего цикла и создает условия, необходимые для воспламенения и сгорания рабочей смеси.

В ДВС с принудительным воспламенением в процессе сжатия происходит дополнительное перемешивание смеси, что обусловлено вихревым движением заряда при ходе поршня к ВМТ. Смесь становится более однородной. Это способствует быстрому распространению пламени в камере сгорания и улучшает использование кислорода воздуха. В дизельных ДВС также должно быть наличие в цилиндре в конце сжатия (к моменту впрыскивания топлива) турбулентных пульсаций, так как это улучшает смесеобразование. Кроме того, необходимо согласовать движение воздушного заряда в камере сгорания и направление факелов впрыскиваемого топлива.

Для улучшения показателей работы ДВС стремятся увеличить степень сжатия. Максимальная степень сжатия ДВС с принудительным воспламенением ограничена условием бездетонационной работы, и определяется свойством топлива, составом топливовоздушной смеси, конструкцией камеры сгорания и условиями теплоотдачи в стенки цилиндра. Минимальная степень сжатия в дизельных ДВС должна обеспечить температуру в цилиндре, достаточную для самовоспламенения впрыснутого топлива. При этом необходимо учитывать, что запуск должен состояться и при низких температурах окружающего воздуха. Поэтому степень сжатия должна быть больше минимальной. Увеличение степени сжатия позволяет также уменьшить период задержки воспламенения, что способствует «мягкой» работе ДВС.

Ограничением степени сжатия в дизелях является нагрузка на кривошипно-шатунный механизм. Кроме того, при $\varepsilon > 20$ индикаторный КПД увеличивается

незначительно. В связи с этим применение таких степеней сжатия целесообразно только для трудновоспламеняемых сортов топлива.

В процессе сжатия давление и температура рабочего тела увеличиваются. В реальных условиях сжатие происходит по сложному закону, практически не подчиняющемуся термодинамическим соотношениям. Это обуславливается влиянием на температуры и давления этого процесса таких факторов как:

- зависимость от температуры теплоемкости рабочего тела;
- утечка газа через неплотности поршневых колец;
- дозарядка цилиндра до момента закрытия впускных клапанов;
- изменение направления и интенсивности теплообмена между рабочей смесью и стенками цилиндра, испарение топлива (для ДВС с искровым зажиганием);
- начало сгорания топлива в конце процесса сжатия.

Процесс сжатия происходит при переменном не только по величине, но и по направлению тепловом потоке. В начальный период сжатия ($a d$) температура заряда меньше температуры стенок цилиндра и поршня, то есть рабочее тело дополнительно нагревается от окружающих его поверхностей. В связи с чем, показатель политропы n_1 больше показателя адиабаты k_1 (рисунок 6.1).

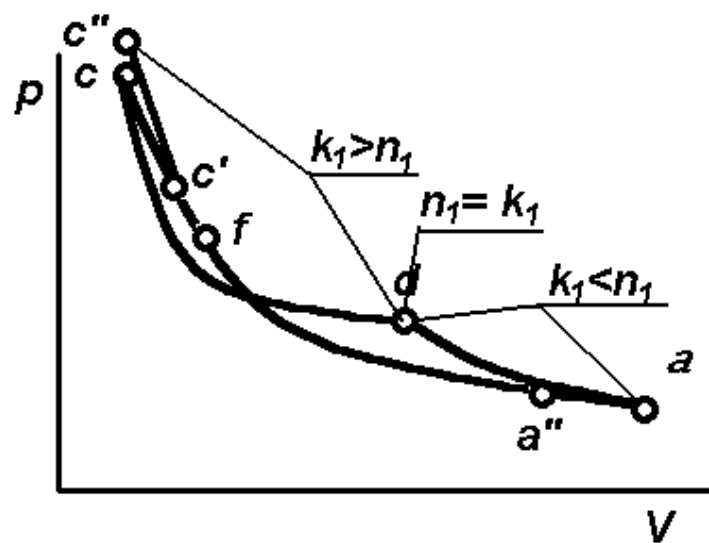


Рисунок 6.1 – Изменение давления в процессе сжатия

В процессе сжатия температура рабочего тела растет, перепад температур между стенками и рабочим телом снижается, уменьшается площадь, через которую осуществляется теплообмен. Поэтому сокращается относительное количество теплоты, получаемое рабочим телом от стенок. Следовательно, уменьшается показатель политропы n_1 . В тот момент (т. d), когда температуры рабочего тела и стенок сравниваются, наступает тепловое равновесие, то есть $n_1 = k_1$.

Дальнейшее сжатие ($d \rightarrow c$) приводит к продолжению увеличения температуры рабочего тела. При этом изменяется направление теплового потока - заряд начинает отдавать теплоту стенкам, в этот период n_1 становится меньше k_1 .

Теплоотдача в этот период определяется следующими факторами:

- изменением относительной поверхности охлаждения (на единицу массы заряда), уменьшающейся с приближением поршня к ВМТ;
- изменением состояния заряда;
- изменением теплоемкости заряда (за счет изменения температуры).

Таким образом, сжатие рабочего тела в действительном цикле происходит при переменном показателе политропы n_1 .

Расчет параметров процесса сжатия сводится к определению показателя политропы сжатия n_1 , давления p_c и температуры T_c в конце сжатия, а также теплоемкости рабочего тела в конце сжатия $(mc'_v)_{t_c}^{t_c}$.

Учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро (от 0,015 до 0,005 сек. на номинальном режиме) теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия незначителен (принимаются допущения, что процесс сжатия проходит с отдачей незначительного количества теплоты в стенки и сжатие в поршневых ДВС близко к адиабатному и происходит по политропе $pV^{n_1} = const.$), то величину n_1 можно оценить по среднему показателю адиабаты сжатия k_1 ($n_1 \leq k_1$).

Среднее значение показателя k_1 можно определить несколькими способами:

1. Решением систем уравнений.

$$\begin{cases} T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k_1-1}; \\ (mc_v)_{t_a}^{t_c} = \frac{[(mc_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c - (mc_v)_{t_0}^{t_a} \cdot t_a]}{t_c - t_a}; \\ k_1 = 1 + \frac{8,315}{(mc_v)_{t_a}^{t_c}}. \end{cases} \quad (6.1)$$

где $(mc_v)_{t_a}^{t_c}$ – средняя молярная теплоемкость рабочей смеси в интервале температур $t_c - t_a$.

2) По номограммам для соответствующих значений ε и T_a (построены в результате решения системы уравнений)

3) По эмпирическим зависимостям для соответствующих значений ε и T_a (определены в результате решения системы уравнений):

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} T_a - 0,1643 \cdot 10^{-2} \varepsilon. \quad (6.2)$$

При этом необходимо учитывать следующее:

С понижением температуры стенок возрастает отдача теплоты рабочим телом - n_1 уменьшается. В ДВС с жидкостным охлаждением n_1 , меньше, чем в ДВС с воздушным охлаждением.

С увеличением размеров цилиндра возрастает удельная поверхность охлаждения - уменьшается n_1 из-за повышенного отвода теплоты.

Увеличение интенсивности движения заряда приводит к росту теплоотдачи - n_1 уменьшается.

Возрастание частоты вращения вала уменьшает продолжительность процесса сжатия - время на теплообмен становится меньше и n_1 увеличивается.

С увеличением нагрузки возрастает плотность заряда, то есть уменьшается удельная поверхность теплоотдачи - увеличивается n_1 , (для карбюраторных ДВС и дизельных ДВС с наддувом); в дизельных ДВС без наддува нагрузка практически не влияет на показатель политропы.

Давление p_c и температура T_c в конце процесса сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (6.3)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}. \quad (6.4)$$

Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси в конце сжатия в кДж/(кмоль·град) определяется по формуле:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^{t_c} \right]. \quad (6.5)$$

где $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$ - средняя молярная теплоемкость свежей смеси в конце сжатия в интервале температур t_0 - t_c принимается равной теплоемкости воздуха в кДж/(кмоль·град);

$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$ - средняя молярная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия.

После расчета и определения параметров точки c производится ориентировочное исправление линии сжатия с целью учета начала сгорания. Положение точки f определяется величиной угла опережения зажигания (впрыска). Положение точки c' (отрыв линии сгорания от линии сжатия) определяется периодом задержки воспламенения рабочей смеси (или формирования фронта пламени) при этом давление в конце сжатия ориентировочно повышается до $(1,15 - 1,25)p_c$.

6.2 Контрольные вопросы

1. Для чего необходим процесс сжатия в поршневом двигателе?
2. Что ограничивает максимальную степень сжатия в двигателях?
3. Каким процессом с точки зрения термодинамики является сжатие?
4. Как изменяется тепловой поток в процессе сжатия?
5. От каких факторов зависит показатель политропы сжатия?
6. Какие параметры увеличивают показатель политропы сжатия, а какие – уменьшают?
7. Как определить среднее значение показателя политропы сжатия?
8. Как рассчитывается температура газов в цилиндре в конце процесса сжатия?
9. Как рассчитывается давление газов в цилиндре в конце процесса сжатия?

7 Процесс смесеобразования

7.1 Общие сведения

Процесс горения является окислительным процессом, для организации которого необходимо обеспечить контакт между реагентами – топливом и окислителем – за счет их смешения, называемого *смесеобразованием*.

Топливоздушная смесь может быть *однофазной* (компоненты находятся в одном агрегатном состоянии) и *многофазной* (компоненты находятся в разных агрегатных состояниях). Однофазная смесь может быть *однородной* (гомогенной) и *неоднородной* (гетерогенной). В однородной смеси около каждой молекулы топлива расположено одинаковое количество молекул окислителя, гетерогенная смесь может быть неоднородной как по составу, так и по фазе. Смешение компонентов горючей смеси происходит в результате молекулярной диффузии одного газа в другой.

В современных ДВС на смесеобразование отводится от 0,0005 до 0,05 секунды. Поэтому, увеличение интенсивности процесса смесеобразования возможно:

- повышением температуры компонентов;
- увеличением поверхности соприкосновения компонентов;
- организацией турбулентной диффузии.

Выбор процесса смесеобразования определяется типом ДВС.

7.2 Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием

В газовых ДВС осуществляют внешнее смесеобразование при помощи смесителей, устанавливаемых во впускной системе, что обеспечивает высокую однородность смеси из-за одинаковых агрегатных состояний компонентов ТВС.

Основная проблема смесеобразования из легкоиспаряющихся жидких топлив - разные агрегатные состояния топлива и окислителя. Поэтому процессу диффузионного перемешивания должно предшествовать испарение топлива.

В бензиновых ДВС применяют смесеобразование следующих видов:

- карбюрация;

- впрыск топлива во впускной трубопровод (центральный впрыск), на тарелки клапанов (распределенный) или в цилиндр в начале процесса сжатия (непосредственный впрыск);

- форкамерно-факельное.

Карбюрация включает в себя:

- истечение топлива или бензовоздушной эмульсии из распылителей;

- распыление топлива в воздушном потоке, испарение и перемешивание с воздухом.

При испарении уменьшается температура смеси, что замедляет испарение, поэтому впускной трубопровод обычно подогревают снаружи жидкостью системы охлаждения или отработавшими газами.

В парообразной фазе в цилиндр поступает от 60 % до 95 % топлива. Остальное топливо поступает в виде капель и пленки, движущейся по стенкам впускного трубопровода, что может привести к отличиям смеси в отдельных цилиндрах не только по степени однородности, но и по составу до 15 % (из-за различия длин впускных патрубков для разных цилиндров).

Увеличение температуры и скорости движения воздуха обеспечивает более тонкое распыливание и лучшее испарение, но уменьшает наполнение цилиндров, поэтому карбюрация осуществляется при $T = 250 - 350$ К и относительно малых скоростях воздуха в диффузоре (от 25 м/с до 150 м/с).

Процесс испарения и смешения продолжается в цилиндре во время тактов впуска и сжатия. К началу горения топливо испаряется практически полностью.

При *форкамерно-факельном* смесеобразовании в форкамеру подается обогащенная смесь, а в основную камеру обедненная, при этом в процессе сжатия, перетекающая из основной камеры в форкамеру смесь турболизируется, что улучшает смесеобразование. (Пример: наиболее удачным из отечественных ДВС с такой системой зажигания является ЗМЗ-4022-10, который устанавливался на автомобиле ГАЗ-3102. Расход топлива был снижен на 10 – 15 %, а выброс вредных

веществ – на 20 – 75 %. Состав смеси был следующим: в форкамере – коэффициент избытка воздуха составлял в пределах 0,85 - 0,9, в цилиндре - $\alpha = 1,8$ (пример конструкции на рисунке 7.1).

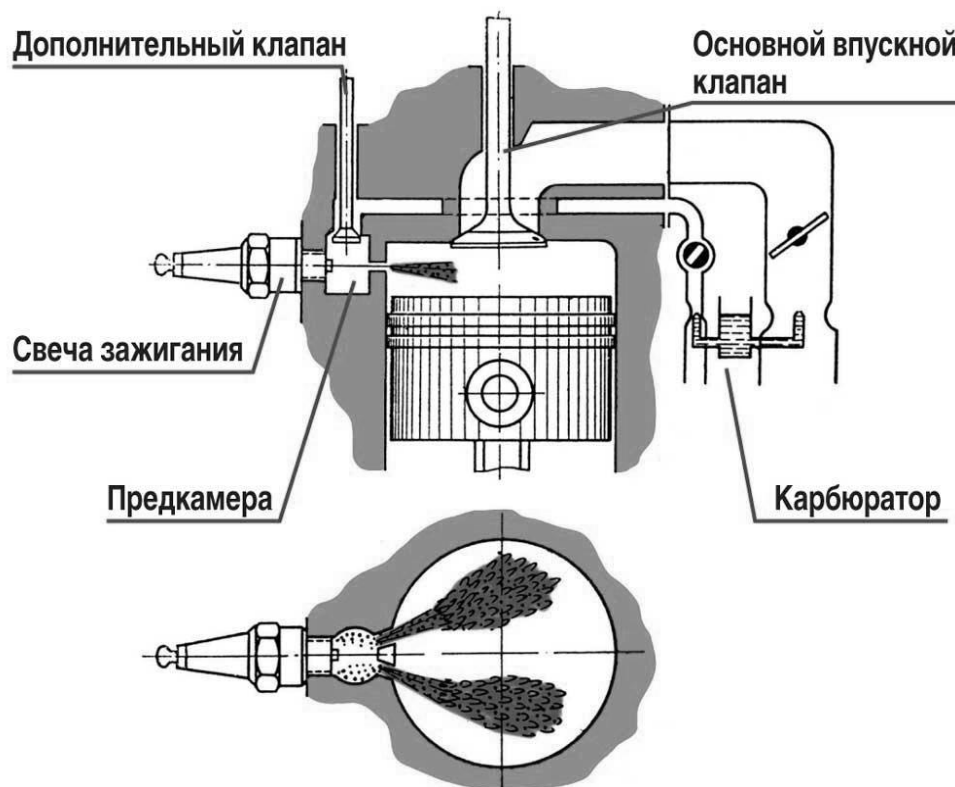


Рисунок 7.1 – Устройство форкамерно-факельной системы зажигания ЗМЗ-4022-10

Устранить недостатки карбюрации позволяет применение впрыска топлива насосами и форсунками во впускные патрубки (под давлением в пределах от 0,25 МПа до 0,5 МПа) или непосредственно в цилиндры (от 1,0 МПа до 1,5 МПа). Использование таких систем топливоподачи улучшает наполнение цилиндра (нет диффузора карбюратора), распыление, дозирование по цилиндрам, регулирование топливоподачи на разных режимах работы. Кроме того, при такой подаче топлива можно увеличить степень сжатия (из-за более позднего впрыскивания).

7.3 Смесеобразование в дизельных ДВС

Основными проблемами смесеобразования в дизельных ДВС являются:

- плохая испаряемость топлива;
- неравномерность распределения топлива в объеме камеры сгорания;
- совпадение процесса смесеобразования по времени с процессом горения.

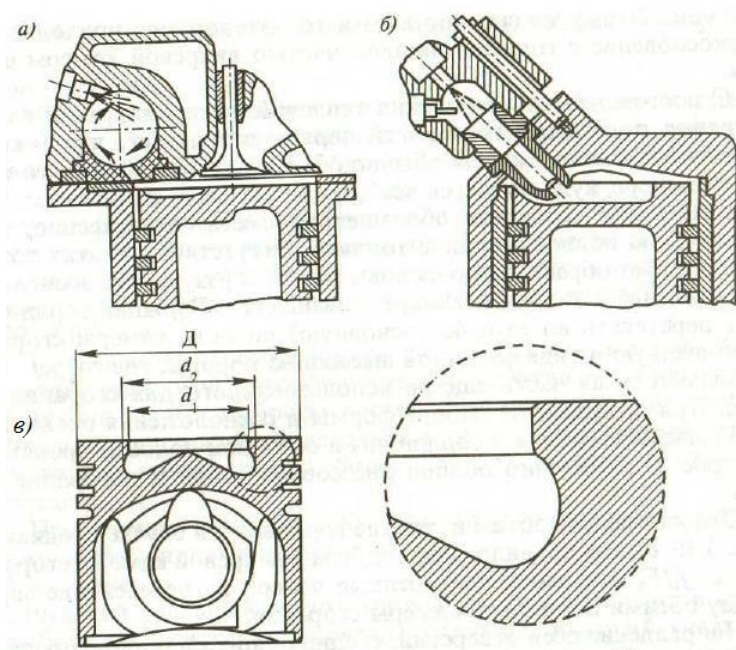
Для ускорения процесса обеспечивают распыление, прогрев и испарение капель. Это определяет момент впрыскивания топлива, продолжительность впрыскивания и давление, при котором топливо подается в цилиндры. В современных дизельных ДВС угол опережения впрыскивания составляет от 10° до 30° , продолжительность подачи топлива составляет от 12° до 40° угла поворота коленчатого вала, давление впрыскивания – от 25 МПа в начале до 200 МПа в процессе впрыскивания.

При течении по каналам форсунки и при отрыве от кромок распыляющих отверстий поток топлива получает возмущения, деформирующие и разрывающие струю на части. На эти отдельные части, попавшие в плотный воздушный заряд, действуют аэродинамические силы и силы поверхностного натяжения. Под действием комплекса этих сил монолитная струя разрушается на отдельные объемы разной величины и формы, образуя факел. Факел состоит из отдельных капель, паров топлива и газов, заполняющих пространство между каплями.

Топливо может воспламеняться уже во время развития факела, что приводит к местному выделению тепла и образованию высокотемпературных зон продуктов сгорания с повышенным давлением. Это способствует разрушению факела и ускорению прогрева и испарения остальной части топлива.

Распределение топлива в воздушном заряде начинается с момента впрыскивания, продолжается при распылении и испарении. Основная задача в этот период – добиться максимальной скорости молекулярной диффузии паров топлива. Способы решения – повышение турбулентности факелов, увеличение числа факелов, завихрение воздушного заряда в камере сгорания.

Смесеобразование в дизельных ДВС во многом определяется конструкцией камеры сгорания. Можно условно выделить три типа камер сгорания дизельных ДВС: неразделенные, разделенные и полуразделенные (рисунок 7.2).



а) вихревая; б) предкамера; в) неразделенная

Рисунок 7.2 – Виды камер сгорания дизельных ДВС

Неразделенные камеры сгорания представляют пространство между головкой цилиндра и поршнем, причем часть камеры сгорания выполняется в поршне, имея большой диаметр и малую глубину. Основной принцип смесеобразования – *объемный*, то есть топливо распределяется по всему объему камеры сгорания. Преимущества: простота конструкции, высокая топливная экономичность, умеренные значения степени сжатия (в пределах от 12 до 17), компактность системы охлаждения, хорошие пусковые качества. Недостатки: рассогласование форм и размеров факела и камеры сгорания, жесткая связь условий смесеобразования и качества топлива, неприменимость различных сортов топлива.

Разделенные камеры сгорания состоят из надпоршневой и отделенной частей, которые соединены каналами небольшого поперечного сечения.

Наполнение отделенной части камеры в процессе сжатия осуществляется при большом перепаде давлений (из-за малого сечения соединительных каналов). Это обеспечивает повышенную турбулентность и лучшее перемешивание топлива и воздуха.

Внутренняя поверхность отделенной части камеры имеет высокую температуру (около 1000 К) из-за худшего охлаждения. Это повышает температуру заряда в отделенной части и улучшает испарение топлива. Такие камеры сгорания хорошо работают на разных сортах топлива при меньших значениях α (чем неразделенные камеры) в более широком диапазоне условий работы и нагрузок.

Видами разделенных камер сгорания являются вихревые камеры и предкамеры.

Вихревые камеры представляют отделенную часть камеры сгорания шаровой, цилиндрической или бочкообразной формы, которая располагается в головке блока цилиндров или верхней части блока. Она соединяется с надпоршневой частью камеры каналами (от 1 до 3 каналов), касательными к окружности камеры. В результате этого в вихревой камере возникает организованный вихрь. Топливо через форсунку подается в направлении поверхности горячей вставки. Степень сжатия не менее 17. Объем отделенной части составляет примерно от 40 % до 60 % объема камеры сгорания V_c . Площадь каналов $F_k = (0,008 - 0,027) Fn$, где Fn – площадь поршня. Скорость втекания w до 200 м/с. Давление начала впрыска $P_{нач.впр} = 12 - 15$ МПа. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,15 - 1,4$. Такие камеры применяют в ДВС с $D < 150$ мм.

Предкамеры (форкамеры) внешне похожи на вихревые камеры, но меньше по размерам (20 - 40 % от объема камеры сгорания V_c). Основное отличие – отсутствие организованного вихря. Для обеспечения необходимой турбулизации воздушного заряда используют большие скорости перетекания (до 320 м/с) через несколько отверстий. Это обеспечивается степенью сжатия от 19 до 22. Возникающие беспорядочные вихри разрушают топливный факел и эффективно перемешивают топливо с воздухом. Истечение из отдаленной части камеры продуктов сгорания сопровождается интенсивным перемешиванием их с воздушным зарядом в

надпоршневой части, что обеспечивает достаточно полное сгорание. $P_{нач.впр}=8 - 12$ МПа, $\alpha = 1,05 - 1,2$, $F_k = (0,003 - 0,01) F_n$. Этот тип камер менее чувствителен к виду топлива, их применяют в ДВС с $D < 350$ мм.

Полуразделенные камеры сгорания сочетают достоинства неразделенных и разделенных камер сгорания, т.к. значительная часть, камеры сгорания расположена в поршне – наиболее удачная конструкция для организации пленочного смесеобразования.

Преимущества подобных камер обуславливаются *пленочным смесеобразованием*. Основная часть топлива (до 95 %) подается на стенку камеры сгорания, выполненной в поршне, под небольшим углом, чтобы обеспечить растекание топлива по стенке тонким слоем (пленкой). Движение воздушного заряда около стенки организуется таким образом, чтобы был обеспечен интенсивный отвод паров топлива от пленки без разрушения самой пленки. Пленочное смесеобразование обеспечивает удовлетворительное сгорание в достаточно широком диапазоне условий работы ДВС.

Компактные по размерам, они обеспечивают вихревое движение воздуха при наполнении. Кроме того, к преимуществам таких камер относятся регулируемое поле температур на стенке (за счет переменной толщины стенки и переменного охлаждения поршня) и удобное расположение форсунок и факелов топлива.

Широкие возможности, этой конструкции сказались при совершенствовании пленочного смесеобразования, устранении его недостатков – высокой токсичности выхлопа, задымления при малых нагрузках, плохих пусковых качеств. Итогом этих работ стало создание объемно-пленочного смесеобразования. В этом варианте на стенку подается от 40 % до 60 % топлива, используются вихри вытеснения и вращательное движение воздушного заряда, а оставшаяся часть топлива подается в объем камеры. Параметры: $\alpha = 1,3 - 1,6$; $F_k = (0,36 - 0,75) F_n$; $V_{кп} = (0,7 - 0,9)V_c$; $P_{нач.впр} = 15 - 17$ МПа.

Затраты энергии на смесеобразование составляют:

- на распыливание до 10 Дж/кг.топл;
- на создание кинетической энергии капель от 14 Дж/кг.топл до 20 Дж/кг.топл;

- на прогрев, испарение и перегрев паров топлива до 1500 кДж/кг.топл;
- на вихреобразование от 2 Дж/кг.топл до 5 кДж/кг.возд для неразделенных камер сгорания и 15 кДж/кг.возд для предкамер и вихрекамер.

В сумме от 1,5 % до 4,5 % от теплоты сгорания топлива.

7.4 Контрольные вопросы

1. Какие параметры характеризуют топливовоздушную смесь?
2. Как происходит смесеобразование в разных типах двигателей?
3. Что такое процесс карбюрирования?
4. Под действием каких сил происходит распыление топлива?
5. Что такое топливный факел?
6. Как изменяется строение факела в процессе впрыскивания?
7. Как оценивается качество распыления топлива?
8. Что такое неразделенные камеры сгорания?
9. Каковы основные особенности разделенных камер сгорания?
10. В чем отличие вихревых камер от предкамер?
11. Что такое пленочное смесеобразование?

8 Процесс сгорания

8.1 Воспламенение и горение топливо-воздушной смеси

Горение является сложным физико-химическим процессом. Характер его протекания определяется:

- скоростями химических реакций;
- условиями тепло- и массообмена в зоне пламени;
- теплоотдачей в стенки.

Горение протекает *в газовой фазе*. Чем выше однородность смеси, тем выше скорость сгорания.

Для начала горения необходима первоначальная затрата энергии, роль которой выполняет теплота сжатого заряда, или энергия электрического разряда.

Самовоспламенение является конечным результатом развития ряда цепных предпламенных реакций, сопровождающихся выделением теплоты и образованием промежуточных продуктов неполного окисления.

Период задержки воспламенения – интервал времени от подачи искры или начала впрыска жидкого топлива в нагретый воздух до момента видимого повышения давления в начале стадии быстрого сгорания.

За период задержки воспламенения происходят нагрев, испарение и диффузия топлива, а также проходят предпламенные реакции.

8.2 Виды горения

а) *Ламинарное горение.*

Скорость, с которой фронт ламинарного (послойного) горения перемещается относительно свежей смеси называется нормальной скоростью пламени U_n . Определяется скоростью процессов теплопередачи, диффузии во фронте пламени и скоростями химических реакций и находится в пределах от 0,1 м/с до 2 м/с.

Распространение пламени возможно только при определенных составах горючих смесей, ограниченных минимальными и максимальными значениями коэффициента избытка воздуха α , называемыми верхним и нижним концентрационным пределами соответственно ($\alpha_{в.н}$ находится в пределах от 0,25 до 0,35, $\alpha_{н.н}$ – в пределах от 1,65 до 1,8, практически же α находится в пределах от 0,5 до 1,3).

С увеличением температуры и давления концентрационные пределы воспламенения расширяются и возрастает нормальная скорость пламени U_n .

Для бензовоздушных смесей максимальная скорость распространения пламени достигается при α , находящемся в пределах от 0,85 до 0,95.

б) Турбулентное горение.

Под воздействием турбулентности скорость распространения пламени сильно возрастает т. к:

- крупные вихри или турбулентные пульсации больших масштабов искривляют фронт пламени и разрывают его; что приводит к многократному увеличению фактической поверхности;
- мелкомасштабная турбулентность усиливает процессы теплоотдачи и диффузии в самом фронте.

в) Диффузионное горение.

Скорость горения неоднородной газовой смеси практически определяется скоростью диффузионного смешения топлива и окислителя. Скорость горения капель жидкого топлива в основном определяется скоростью из испарения. Мелкие капли (диаметром менее 40 мкм) сгорают почти с такой же скоростью, что и однородная смесь.

В неоднородных смесях зоны, где α от 0,85 до 0,9, служат центрами воспламенения.

8.3 Фазы сгорания в ДВС с искровым зажиганием

Индикаторная диаграмма дает возможность воссоздать качественную картину процесса сгорания, а сравнение с эталонной индикаторной диаграммой позволяет определить и некоторые количественные характеристики. По кривым изменения давления и температуры устанавливают условные границы фаз сгорания и оценивают качество процесса горения.

В ДВС с искровым зажиганием процесс сгорания условно делят на три фазы (рисунок 8.1).

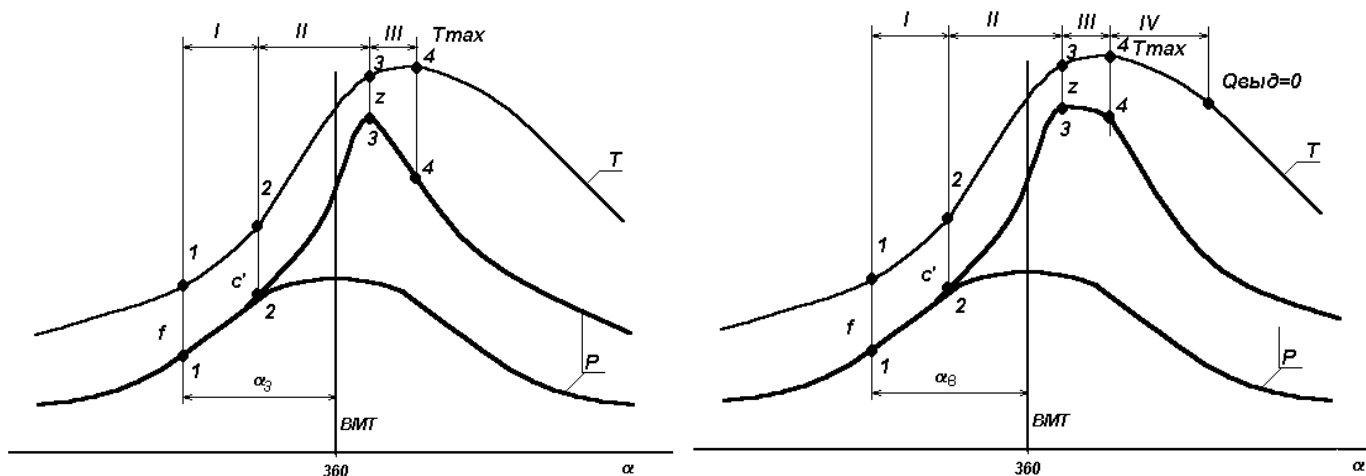


Рисунок 8.1 – Фазы сгорания в ДВС с искровым зажиганием (а) и дизельных ДВС (б)

Первая фаза – образование начального очага пламени от искры и развитие турбулентного фронта пламени. Длительность первой фазы принимают равной периоду задержки воспламенения от точки 1 (рисунок 8.1) (подача напряжения на свечу) до точки 2 (рисунок 8.1) – начала резкого роста давления.

На продолжительность этой фазы оказывают влияние: коэффициент избытка воздуха и остаточных газов, структура молекул топлива, энергия источника зажигания, степень сжатия, нагрузка и частота вращения вала. Сгорает в данной

фазе от 6 % до 8 % смеси. Продолжительность от 4 ° до 6 ° угла поворота коленчатого вала.

Вторая фаза – фаза быстрого горения (видимый период горения). В это время фронт пламени распространяется по большей части камеры сгорания. Сгорает около 90 % смеси с наибольшей скоростью. Продолжительность от 4 ° до 6 ° угла поворота коленчатого вала и зависит от состава смеси, степени сжатия, момента зажигания, формы камеры сгорания, степени завихрения смеси и нагрузки двигателя. Считают, что вторая фаза заканчивается при достижении максимального давления (рисунок 8.1, точка 3).

Третья фаза - догорание. Продолжается от момента достижения максимального давления (рисунок 8.1, точка 3) до завершения горения (рисунок 8.1, точка 4). В это время происходит догорание продуктов неполного сгорания в пристенных слоях, зазорах. Один из признаков окончания горения – достижение теплового равновесия (равенство скоростей тепловыделения и теплоотдачи в стенке).

Основными параметрами процесса сгорания, определяющими мощность, экономичность и надежность ДВС являются:

- максимальная скорость нарастания давления $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{max}$;
- средняя скорость нарастания давления $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)$;
- величина p_t и момент достижения максимального давления $\Delta\alpha_z$;
- количество топлива, сгорающего в процессе расширения.

Установлено, что ДВС с искровым зажиганием развивает максимальную мощность и имеет минимальный удельный расход топлива, если точка c' на индикаторной диаграмме расположена в пределах от 12 ° до 15° угла поворота коленчатого вала раньше ВМТ, а точка z – в пределах от 12 ° до 15° угла поворота коленчатого вала позже ВМТ.

Рассмотрим влияние на процесс сгорания некоторых факторов.

Угол опережения зажигания. Раннее зажигание (точка $f_{ран}$, рисунок 8.2) приводит к раннему сгоранию смеси. При этом поршню при движении к ВМТ надо преодолевать возросшее в результате горения давление. Это является причиной уменьшения полезной работы, перегрева ДВС, увеличения нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и может привести к детонации.

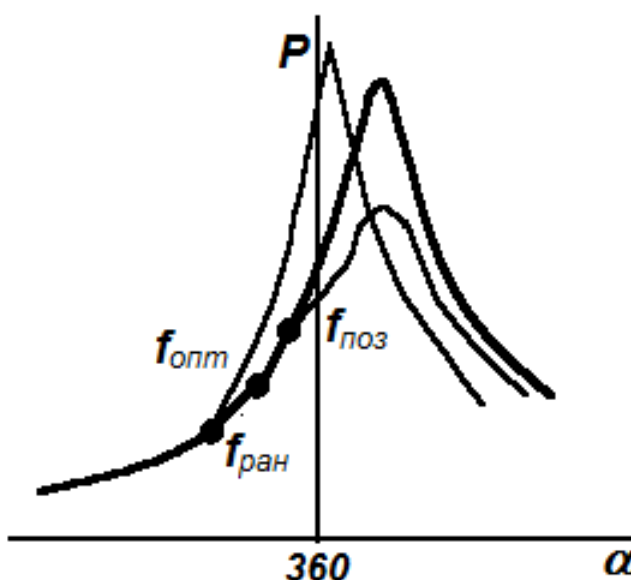


Рисунок 8.2 – Влияние угла опережения зажигания на вид индикаторной диаграммы

Позднее зажигание (точка $f_{поз}$, рисунок 8.2) приводит к позднему развитию горения: значительная часть процесса сгорания происходит при увеличивающемся объеме – поршень идет к НМТ. В этом случае выделяющееся тепло используется неэффективно, что приводит к снижению мощности и увеличению расхода топлива.

При *оптимальном зажигании* (точка $f_{опт}$, рисунок 8.2) в ходе сгорания получаются наилучшие скорость нарастания давления и максимальное значение среднего давления, что обеспечивает наибольшую мощность и наилучшую экономичность. Величина оптимального угла опережения зажигания определяется периодом задержки воспламенения и временем, отводимым на сгорание на данном режиме работы.

Состав смеси. При α от 0,85 до 0,95 – мощностной состав – скорость сгорания $U_{н.мах}$; при α от 1,15 до 1,2 – экономичный состав - $\Delta H_{u.min}$.

Обеднение смеси приведет к увеличению периода задержки воспламенения и увеличению продолжительности фазы горения, следовательно, максимальное давление будет достигаться при больших углах поворота коленчатого вала. При этом значение p_z будет уменьшаться, так как уменьшается количество тепла, подведенное к единичной массе рабочего тела.

Нагрузка. При дросселировании (уменьшении эффективной мощности N_e) снижается p_a и соответственно p_c , увеличивается γ_r , длительность первой фазы возрастает, что приводит к нарастанию неустойчивости процесса сгорания и вызывает необходимость обогащать смесь, т.е. снижать α , что увеличивает вредные выбросы.

Степень сжатия. При увеличении ε повышаются T_c и p_c , однако уменьшается γ_r , что приводит к сокращению длительности первой фазы, и поэтому необходимо увеличивать α .

Частота вращения. При увеличении n возрастает турбулентность, а т.к. скорость распространения турбулентного фронта пламени $u_m \sim n$, то длительность второй фазы (по углу поворота коленчатого вала) остается практически постоянной, но при этом растут длительности первой и третьей фаз сгорания, что вызывает необходимость увеличения α_z .

Форма камеры сгорания. От нее зависит:

- движение заряда и турбулентность;
- скорость сгорания.

Для улучшения сгорания необходимы:

- интенсификация искрового зажигания;
- создание завихрений заряда;
- расслоение заряда (форкамерно-факельное зажигание – создание в зоне поджига обогащенной смеси).

Скорость сгорания смеси является конструктивной характеристикой, определяющей, каким образом достигается давление p_z . Скорость сгорания смеси зависит от скорости распространения пламени (скорости перемещения фронта пламени) и площади фронта пламени. Скорость определяется составом смеси и условиями горения, а площадь фронта пламени определяется формой камеры сгорания.

Оптимальная форма обеспечивает практически постоянную площадь фронта пламени во время процесса горения, что в условиях увеличения скорости распространения пламени и при увеличивающемся объеме (поршень движется от ВМТ) дает почти постоянную скорость увеличения давления.

8.4 Фазы сгорания в дизельных ДВС

В дизельных ДВС процесс сгорания делят на четыре фазы.

Первая фаза – период задержки воспламенения - продолжается от начала впрыскивания топлива (рисунок 8.1, точка 1) до начала горения (рисунок 8.1, точка 2). На продолжительность влияют физико-химические свойства топлива, температура и давление сжатого воздуха, качество распыливания и завихрения в цилиндре. В высокооборотных дизельных ДВС все топливо подается в первой фазе – отсюда их «жесткая» работа.

Вторая фаза – фаза быстрого сгорания. Она длится от точки 2 до точки 3 (рисунок 8.1). За это время сгорает основная часть топлива, поданная в первой фазе, и начинает гореть топливо, подаваемое во второй фазе. Характеризуется резким повышением давления и интенсивным тепловыделением. В малооборотный и среднеоборотных дизельных ДВС впрыскивание топлива заканчивается во второй фазе.

Третья фаза – горение при постоянном и слабо уменьшающемся давлении. Она длится от точки 3 до точки 4 (рисунок 8.1) – теплового равновесия (T_{max}). Продолжительность зависит от интенсивности перемешивания горящих частиц топлива с воздухом.

Четвертая фаза – догорание топлива и продуктов неполного сгорания. В цилиндре в это время находится много продуктов сгорания и мало воздуха, что является причиной малой скорости диффузии воздуха и паров топлива и скорости сгорания. Начинается от момента достижения максимальной температуры цикла (рисунок 8.1, точка 4). Окончание - момент прекращения тепловыделения (рисунок 8.1, точка 5).

Установлено, что мощность и КПД дизельного ДВС максимальны, если максимальное давление достигается в интервале от 10° до 15° угла поворота коленчатого вала после прохождения поршнем ВМТ.

Рассмотрим факторы, влияющие на процесс сгорания в дизельных ДВС.

Угол опережения впрыскивания. Его изменение обуславливает величину и момент достижения максимального давления, но при этом изменяется период задержки воспламенения. Раннее впрыскивание приводит к резкому нарастанию давления и «жесткой» работе ДВС.

Увеличение частоты вращения. Увеличивает период задержки воспламенения (в градусах угла поворота коленчатого вала).

Тип камеры сгорания. В разделенных камерах сгорания скорость нарастания давления и величина максимального давления заметно ниже, чем в неразделенных камерах, так как во второй фазе в этом случае скорость сгорания ограничена (из-за богатой смеси в отделенной части).

В разделенных камерах сгорания частота вращения вала влияет на скорости потоков в соединительных каналах и характеристики турбулентности в цилиндре. Поэтому увеличение частоты вращения вала приводит к увеличению скорости диффузионного переноса и к заметному положительному эффекту в третьей и четвертой фазах горения. Все это обеспечивает меньший расход топлива в дизелях с разделенными камерами, несмотря на увеличение теплоотдачи и большие гидравлические потери.

8.5 Нарушения нормального сгорания

Для бензиновых ДВС эти нарушения проявляют себя следующим образом.

1. *Пропуски вспышек в цилиндрах.* Причины: обеднение смеси, пропуски искры, малая мощность искры. Следствие: ДВС не запускается или не развивает мощности.

2. *Вспышки во впускной системе.* Причины: малая скорость распространения пламени из-за бедной смеси или позднего зажигания, в результате чего смесь горит и в такте выпуска. При определенном перекрытии клапанов может воспламениться смесь во впускной магистрали. Следствие: хлопки в карбюраторе, возможно возникновение пожара.

3. *Преждевременное самовоспламенение смеси.* Причины: местный перегрев поверхностей (свечи, клапаны, участки стенки и поршня) или перегрев нагара на этих частях (калильное зажигание). Следствие: снижение мощности из-за роста противодействия при приближении поршня к ВМТ, перегрев ДВС, глухие стуки из-за резкого нарастания давления.

4. *Вспышки в выпускной системе.* Причины: воспламенение в выпускной системе горючей смеси (при пропусках вспышек) или продуктов неполного сгорания. Следствие: потеря мощности, увеличение токсичности продуктов сгорания.

5. *Детонация.* Детонацией называют взрывное сгорание части рабочей смеси, сопровождаемое ненормально высоким местным повышением давления и температуры. Этот сложный процесс развивается в горючей смеси при особых условиях. Основная причина детонации – химические процессы в рабочей смеси до ее воспламенения.

Детонация приводит к таким явлениям как:

- появление металлического стука (звон) в цилиндрах из-за воздействия волн сжатия на стенки цилиндра и поршень, и их вибрации;

- резкое увеличение теплоотдачи в стенки при взаимодействии волн со стенками, что приводит к интенсивному местному повышению температуры с возможностью перегрева и прогара;

- рост температуры в ударной волне, что приводит к диссоциации смеси с выделением чистого углерода и появлением сажи в выхлопе, а также к неполному сгоранию и снижению температуры выхлопных газов (что важно для комбинированных ДВС);

- ухудшение экономичности и падение мощности из-за неполноты сгорания и увеличения отвода тепла в стенки;

- появление ударной нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

Факторами, способствующими появлению детонации, являются: повышение температуры и давления части смеси, состав смеси с α в интервале от 0,9 до 0,95, низкие антидетонационные свойства топлива, высокая степень сжатия, увеличение угла опережения зажигания.

Для дизельных ДВС скорости выделения теплоты и увеличения давления могут оказаться очень большими, что приведет к «жесткой» работе ДВС. Проявления ненормального сгорания в дизельных ДВС: дымный выхлоп, «стук» в цилиндрах. Причины, нарушение процесса топливоподачи (коксование, износ форсунок, неисправности насосов), переобогащение смеси (засорение фильтров, коксование клапанов, потеря герметичности, попадание масла).

8.6 Контрольные вопросы

1. В чем заключается суть теории цепных окислительных процессов?
2. Что такое период задержки воспламенения?
3. Каков механизм образования и распространения пламени в двигателях с принудительным воспламенением?
4. Что определяет скорость сгорания в дизельных двигателях?
5. Что такое детонация (причины и механизм возникновения)?

6. Какие параметры процесса сгорания определяют работу двигателя?
7. За счет чего можно обеспечить необходимое изменение параметров процесса сгорания?
8. Какие фазы сгорания существуют в двигателях с принудительным воспламенением?
9. Как делят процесс сгорания в дизельных двигателях?
10. Какую информацию можно получить из анализа индикаторной диаграммы?
11. Что такое характеристики тепловыделения?
12. Каковы свойства характеристик тепловыделения?
13. Как образуются в выхлопных газах продукты неполного сгорания?
14. Что способствует образованию окислов азота?
15. В чем отличие расчета процесса сгорания в двигателях разных типов?
16. Каков характер индикаторной диаграммы при пропуске зажигания?
17. Каков характер индикаторной диаграммы при слишком раннем зажигании (впрыске)?
18. Каков характер индикаторной диаграммы при слишком позднем зажигании (впрыске)?
19. Каков характер индикаторной диаграммы при детонационном сгорании?
20. К каким последствиям может привести длительная эксплуатация двигателя с нарушениями нормального сгорания?

9 Индикаторные показатели ДВС

9.1 Общие сведения

Индикаторные показатели характеризуют совершенство действительного цикла по теплоиспользованию. К индикаторным показателям относятся: индикаторный КПД, среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, удельный индикаторный расход топлива.

Средним индикаторным давлением называют условное постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень за один ход от ВМТ до НМТ, совершает работу, равную работе газа за один цикл. Площадь нескругленной индикаторной диаграммы $a c z' z b a$ выражает теоретическую (расчетную) работу газов за один цикл ДВС. Эта работа L_{ip} , отнесенная к рабочему объему цилиндра V_h , является теоретическим средним индикаторным давлением p_i' .

Среднее индикаторное давление действительного цикла p_i отличается от значения p_i' на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет скругления в точках $c z' z b$. Уменьшение p_i' вследствие отклонения действительного процесса от расчетного оценивается коэффициентом полноты индикаторной диаграммы φ_u в пределах от 0,94 до 0,97 – для бензиновых ДВС; от 0,92 до 0,95 – для дизельных ДВС. Тогда $p_i = \varphi_u p_i'$. Меньшие значения p_i в дизельных ДВС без наддува (от 0,7 до 1,1) по сравнению с бензиновыми ДВС (от 0,6 до 1,4) объясняется тем, что дизельные ДВС работают с большими значениями α . Это вызывает неполное использование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Индикаторная мощность N_i (кВт) – работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени:

$$N_i = \frac{p_i V_h i n}{30 \tau}. \quad (9.1)$$

В некоторых случаях бывает более удобным при исследовании влияния различных факторов на мощность ДВС использовать энергетическое уравнение индикаторной мощности Б. С. Стечкина:

$$N_i = \frac{iV_h H_u \rho_k}{L_0 \alpha} \frac{2n}{\tau} \eta_i \eta_v. \quad (9.2)$$

Индикаторным КПД η_i называют отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы $\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$, и характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы.

Индикаторный КПД характеризует эффективность действительного цикла в отличие от термического η_t , который является показателем эффективности идеального цикла. Индикаторный КПД η_i меньше термического η_t из-за дополнительных потерь, возникающих вследствие несовершенства цикла. Эти потери оцениваются относительным КПД $\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}$.

Индикаторный удельный расход топлива g_i ($\frac{г}{кВт \cdot ч}$) показывает затраты массы топлива на производство единицы индикаторной мощности за один час:

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} 1000 = \frac{3600}{\eta_i H_u}. \quad (9.3)$$

Оценивать теплоиспользование в ДВС по g_i можно только в случае работы на одном топливе. Иначе целесообразно по η_i .

Влияние на индикаторные показатели некоторых конструктивных параметров.

Степень сжатия. Известно, что увеличение степени сжатия способствует повышению термического КПД η_t и p_t давления всех термодинамических циклов. Поскольку относительный КПД цикла величина постоянная, то с увеличением

степени сжатия должен увеличиваться и индикаторный КПД. Однако при очень больших значениях ε относительный КПД цикла может уменьшаться из-за повышенного теплоотвода в стенки, утечек рабочего тела, нарушения процесса сгорания.

Размеры цилиндра. Увеличение диаметра цилиндра D (при $S/D = \text{const}$) позволяет увеличить параметр «время-сечение» клапанов и улучшить наполнение, но в то же время повышает вероятность возникновения детонации в ДВС с принудительным воспламенением. Для ее предотвращения надо либо снижать степень сжатия, либо использовать топливо с большим октановым числом, либо устанавливать по две свечи в каждый цилиндр.

В дизельных ДВС увеличение диаметра D до 300 мм упрощает топливоподачу и смесеобразование в неразделенных камерах сгорания, но при этом необходимо увеличивать интенсивность воздушного вихря, количество топливных факелов и их дальнобойность.

При оптимальном соотношении S/D с увеличением диаметра уменьшается относительная поверхность теплоотдачи, так как рабочий объем возрастает пропорционально D^3 , а поверхность теплоотдачи - пропорционально D^2 . Это приводит к увеличению индикаторного КПД η_i .

Конструкционные материалы. Применение в ДВС с принудительным воспламенением легких теплопроводных сплавов способствует снижению температуры поршней и цилиндров, что уменьшает вероятность возникновения детонации. Благодаря использованию этих материалов можно увеличить степень сжатия ε на величину от 0,5 до 1,2 и тем самым увеличить коэффициент наполнения η_v . В конечном счете, все это позволяет повысить среднее индикаторное давление p_i и увеличить значение индикаторного КПД η_i .

В дизельных ДВС основными материалами являются чугуны и стали. Их применение позволяет сократить период задержки воспламенения, уменьшить отвод теплоты в стенки, обеспечить более «мягкую работу». В результате увеличиваются значения среднего индикаторного давления p_i и индикаторного КПД η_i .

Интенсивность охлаждения. В ДВС с принудительным воспламенением более интенсивное охлаждение позволит увеличить степень сжатия ε и коэффициент наполнения η_v , что приведет к увеличению среднего индикаторного давления p_i и индикаторного КПД η_i .

В дизельных ДВС интенсификация охлаждения нежелательна, так как в этом случае ухудшится испарение топлива, снизится скорость смесеобразования и сгорания, увеличится период задержки воспламенения. В результате получается меньшее значение индикаторного КПД и жесткая работа ДВС. Кроме того, в этом случае увеличиваются размеры системы охлаждения.

Коэффициент наполнения. При увеличении η_v увеличивается количество теплоты, подводимой за цикл, что повышает величину среднего индикаторного давления p_i и индикаторного КПД.

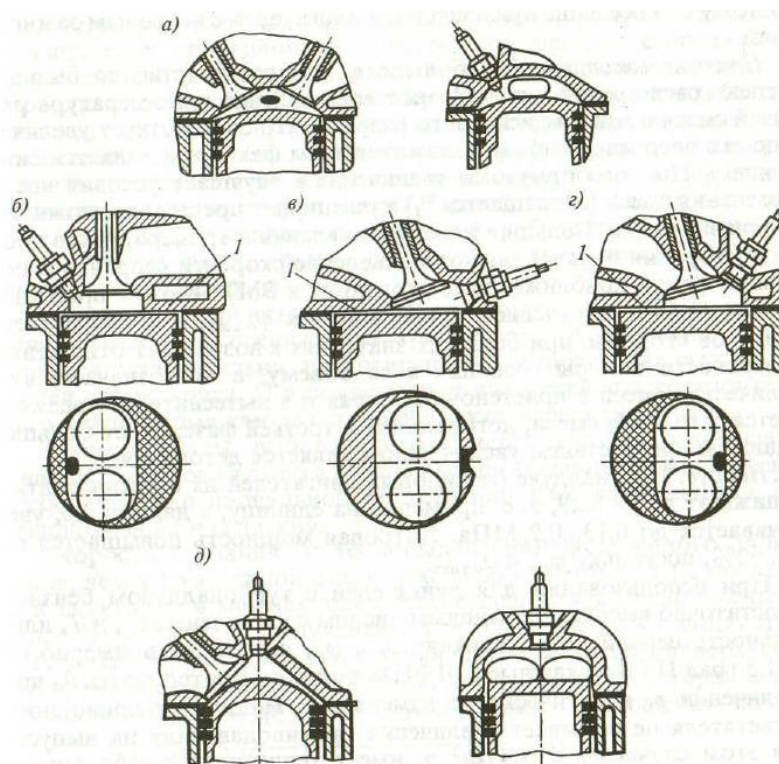
Форма камеры сгорания. Этот конструктивный параметр влияет на качество смесеобразования, на процесс горения, на гидравлические потери и отвод теплоты. В ДВС с искровым зажиганием наилучшие показатели соответствуют компактным камерам сгорания, то есть таким, в которых отношение площади боковой поверхности к объему будет наименьшим (рисунок 9.1).

В дизельных ДВС форма и тип камеры сгорания еще сильнее сказываются на процессе смесеобразования и сгорания (этот вопрос подробно рассматривался ранее).

Рассмотрим влияние на индикаторные показатели некоторых эксплуатационных параметров.

Закон подачи топлива. В ДВС с принудительным воспламенением этот фактор практически не влияет на показатели работы, так как к моменту зажигания подача топлива прекращается и смесь становится однородной.

В дизельных ДВС закон открытия форсунок непосредственно влияет на тонкость распыления, скорость подачи топлива и, следовательно, на скорость нарастания давления, величину максимального давления и момент его достижения. Эти показатели напрямую влияют на среднее индикаторное давление и индикаторный КПД.



а) полусферическая; б) плоскоовальная; в) клиновая; г) полуклиновкая;
 д) шатровая; 1 - вытеснитель

Рисунок 9.1 – Схемы камер сгорания ДВС с искровым зажиганием

Состав смеси. Для ДВС с принудительным воспламенением при увеличении α индикаторный КПД возрастает только до значения α от 1,05 до 1,15. Причины этого следующие:

- при таких составах смеси происходит полное сгорание топлива;
- обеднение смеси при $\alpha > 1,15$ приводит к снижению скорости сгорания, то есть большая часть смеси догорает при расширении с увеличенным тепло отводом в стенки.

При прочих равных условиях максимум давления p_i достигается при максимальном значении $\frac{\eta_i}{\alpha}$. Для ДВС с принудительным воспламенением это будет состав смеси, обеспечивающий максимальную скорость сгорания, то есть состав α от 0,85 до 0,9.

В дизельных ДВС влияние состава смеси на процессы сгорания проявляется слабее из-за большей неоднородности смеси по объему камеры сгорания и по

времени. Максимальное значение индикаторного КПД получается при разных значениях α (в зависимости от типа камеры сгорания). Максимум давления p_i достигается в дизельных ДВС при $\alpha = 1$.

Угол опережения зажигания (впрыскивания топлива). При оптимальном угле опережения зажигания значения p_i и η_i - максимальны.

На разных режимах работы величина оптимального угла опережения будет разной.

Увеличение нагрузки приводит к сокращению периода задержки воспламенения и увеличивает скорость распространения фронта пламени, так как в этом случае увеличивается подогрев смеси, растет турбулизация заряда и уменьшается количество остаточных газов в цилиндре. Поэтому, с увеличением нагрузки значение оптимального угла опережения зажигания уменьшается. С увеличением частоты вращения коленчатого вала увеличивается температура в цилиндре из-за роста значения показателя поли тропы сжатия, увеличивается интенсивность вихрей в камере сгорания.

Все эти факторы сокращают период задержки воспламенения. Но при увеличении частоты вращения сокращается и время, отводимое на процесс сгорания, и влияние этого параметра оказывается наиболее сильным. В конечном счете, при увеличении частоты вращения надо увеличивать угол опережения зажигания.

Условия на входе и выходе из ДВС. Если на входе в ДВС увеличивается давление, то возрастает и среднее индикаторное давление p_i . Снижение температуры на входе вместе с повышением давления приводит к увеличению плотности воздушного заряда, то есть увеличивает массу заряда, поступившего в цилиндр. Изменение этих параметров на входе влияет на процесс смесеобразования и на первую фазу сгорания.

В ДВС с принудительным воспламенением увеличение давления и температуры ускоряет процессы предпламенных химических реакций, что повышает вероятность возникновения детонации. Поэтому в таких ДВС наддув применяют только в высотных условиях, а при эксплуатации нормальных условиях

повышение давления и температуры целесообразно только в пределах, обеспечивающих бездетонационную работу.

В дизельных ДВС повышение давления и температуры позволяет увеличить индикаторный КПД и среднее индикаторное давление, если при этом не уменьшается α . Уменьшение температуры на входе практически не сказывается на условиях воспламенения, так как температура стенок компенсирует это снижение.

Условия на выходе из ДВС сказываются на процессах газообмена. Увеличение гидравлического сопротивления выпускной системы уменьшает коэффициент наполнения η_v и увеличивает количество остаточных газов в цилиндре, что приводит к уменьшению индикаторного КПД и среднего индикаторного давления.

Нагрузка. В ДВС с принудительным воспламенением регулирование мощности N как правило, проводят за счет изменения количества смеси, сжигаемой в цилиндре за цикл.

С увеличением циклового расхода топлива необходимо увеличивать коэффициент избытка воздуха. Происходящее при этом улучшение распыливания, повышение температуры смеси, уменьшение количества остаточных газов повышают значение индикаторного КПД. Однако для достижения максимальной мощности N_{max} надо использовать составы смеси, обеспечивающие максимальную скорость распространения пламени (и максимальное среднее индикаторное давление). Поэтому при достижении мощности до уровня от 80 % до 90 % от максимальной увеличивают подачу цикловой дозы топлива для создания нужного состава смеси (для бензовоздушной смеси α от 0,85 до 0,95).

9.2 Контрольные вопросы

1. Что характеризуют индикаторные показатели?
2. Что такое среднее индикаторное давление?
3. От каких параметров зависит индикаторная мощность?
4. Как связаны между собой индикаторный КПД и эффективный удельный расход топлива?

5. Как влияет на индикаторные показатели степень сжатия?
6. Можно ли улучшить индикаторные показатели, изменяя диаметр поршня?
7. Как зависят индикаторные показатели от применяемых конструкционных материалов?
8. Нужно ли интенсифицировать охлаждение для улучшения индикаторных показателей?
9. Как сказывается на индикаторных показателях состав топливовоздушной смеси?
10. Что происходит с индикаторными показателями при увеличении нагрузки на двигатель?
11. Как влияет частота вращения вала на индикаторные показатели?

10 Эффективные показатели ДВС

10.1 Общие сведения

Эффективные показатели учитывают как совершенство осуществляемого цикла по теплоиспользованию, так и степень механического совершенства ДВС. К эффективным показателям относят: среднее давление механических потерь, среднее эффективное давление, механический КПД, эффективная мощность, эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.

Эффективная мощность N_e – это полезная мощность, снимаемая с коленчатого вала потребителями. Она меньше индикаторной N_i на величину мощности механических потерь N_m :

$$N_e = N_i - N_m, \quad (10.1)$$

$$N_m = \frac{p_m \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30\tau}. \quad (10.2)$$

Под *механическими потерями* понимают потери на все виды механического трения, осуществление газообмена, привод вспомогательных механизмов (жидкостный, масляный, топливный насосы, вентилятор, генератор и т.д.), вентиляционные потери, а также на привод компрессора. В дизельных ДВС с разделенными камерами сгорания к механическим потерям относят также газодинамические потери на перетекание заряда между полостями камеры сгорания.

Вводится понятие о *среднем давлении механических потерь*, как об удельной работе механических потерь при осуществлении одного цикла:

$$p_m = a_m + b_m \cdot v_{n.c.p.} \quad (10.3)$$

Здесь $v_{n.c.p.}$ – средняя скорость поршня в м/с. Значения коэффициентов a_m и b_m зависят от типа, конструкции, размеров, количества цилиндров и теплового состояния двигателя.

$$P_m = P_{тр} + P_{вент} + P_{вм} + P_{го} + P_k, \quad (10.4)$$

где $P_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения между трущимися поверхностями (КШМ, ГРМ);

$P_{вент}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление аэродинамического сопротивления при движении деталей ДВС при больших скоростях в среде воздушно-масляной эмульсии и воздуха (шатуны, маховик, коленчатый вал, поршень и т.п.);

$P_{вм}$ – мощность, затрачиваемая на привод агрегатов ДВС (топливный, жидкостный и масляный насосы; вентилятор радиатора, генератор т.п.);

$P_{го}$ – мощность, затрачиваемая на очистку и наполнение цилиндров (насосные ходы);

P_k – мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

Основная часть механических потерь (до 80 %) – потери на трение. Большая часть потерь на трение (от 45 % до 55 % от P_m) приходится на пары «поршень-гильза», «поршневые кольца – гильза». Потери в подшипниках до 20 % от P_m .

На потери на трение влияют силы, нагружающие пары трения – силы инерции, газовые силы и силы упругости (колец, пружин).

Средние значения сил инерции больше средних сил газовых нагрузок, поэтому потери на трение от сил инерции составляют порядка 75 % от $P_{тр}$.

Силы упругости поршневых колец оказывают большее влияние на среднее давление трения и не зависят от режима работы ДВС. В ВМТ в течение короткого

промежутка времени под действием газовых сил резко возрастает сила, с которой кольца (особенно верхние) прижимаются к гильзе. Малая скорость движения кольца ведет к ухудшению режима трения и увеличению износа.

На $p_{тр}$ влияют:

- *тепловой режим ДВС*, от которого зависит вязкость масла. При ее снижении увеличиваются силы жидкостного трения;

- *частота вращения*. С повышением n возрастают силы инерции и относительная скорость перемещения деталей, повышается температура смазочного материала, соответственно снижается его вязкость и возрастают силы жидкостного трения (из-за увеличения относительной скорости перемещения деталей). В целом с увеличением частоты вращения вала возрастает среднее давление трения;

- *нагрузка*. С повышением нагрузки увеличиваются газовые силы, температура деталей, снижается вязкость масла, снижаются силы жидкостного трения и возрастают силы граничного трения. В целом нагрузка слабо влияет на $p_{тр}$.

Потери на газообмен p_{zo} связаны с неодинаковой работой впуска и выпуска.

$$p_{zo} = p_p - p_k + \Delta p_{en} + \Delta p_{вып}, \quad (10.5)$$

где p_p – среднее давление за выпускными клапанами;

p_k – среднее давление перед впускными клапанами;

$\Delta p_{en}, \Delta p_{вып}$ – среднее давление за процесс газообмена (перепады давления во впускных и выпускных клапанах).

Потери на газообмен p_{zo} могут быть и обратного знака, например при использовании механического наддува на четырехтактных ДВС, при газотурбинном наддуве, когда давление надувочного воздуха выше атмосферного. Значение p_{zo} тем больше, чем выше сопротивление впускной и выпускной систем и больше скорость движения газов. С повышением частоты вращения потери на газообмен растут в результате снижения работы впуска и повышении работы выпуска. Это связано с повышением перепада давлений во впускном и выпускном трактах.

$$p_{zo} = a \cdot n^m, \quad (10.6)$$

где a – постоянная;

$m = 1,7 - 2,0$ (для газотурбинного наддува больше 2,0).

В карбюраторных p_{zo} выше чем в дизельных ДВС, т.к. при снижении нагрузки прикрывается дроссельная заслонка и увеличивается сопротивление на впуске и снижается работа впуска.

В дизельных ДВС без наддува и с механическим наддувом p_{zo} мало зависит от нагрузки. В дизельных ДВС с газотурбинным наддувом p_{zo} может как повышаться, так и понижаться и зависит от типа системы наддува, характеристик турбокомпрессора, регулировок и фаз газораспределения.

Вентиляционные потери:

$$p_{вент} = a_1 \cdot n^2. \quad (10.7)$$

Мощность, затрачиваемая на привод агрегатов ДВС, не зависит от нагрузки:

$$p_{вм} = a_2 \cdot n^2. \quad (10.8)$$

В первом приближении $p_{вм} = (0,05 \dots 0,1) p_m$.

Уменьшение мощности, затрачиваемой на привод компрессора p_k , возможно за счет оптимизации типа, размеров, частоты вращения и характеристик компрессора, т.е. достижения максимальных значений КПД компрессора во всем диапазоне режимов работы.

Среднее давление механических потерь можно снизить следующим образом:

- правильным выбором и поддержанием в процессе эксплуатации теплового режима работы ДВС;

- оптимальным конструированием ДВС и его агрегатов. Правильный выбор конструкции и размеров впускной и выпускной систем делает минимальные потери на газообмен. В эксплуатации сопротивления этих систем не должно меняться. Поверхности трущихся пар сводятся к целесообразному минимуму, при котором обеспечивается надежное жидкостное трение, а силы трения имеют малые значения. К минимуму сводится количество поршневых колец. Существенное значение имеет оптимизация конструкции, размеров и частоты вращения таких вспомогательных механизмов, как вентилятор, жидкостный и масляный насосы;

- правильным выбором смазочного материала. Стремятся использовать масло с минимальной вязкостью на всем температурном диапазоне, при которой обеспечивается надежное жидкостное трение;

- рациональной стендовой и эксплуатационной приработкой ДВС.

Среднее эффективное давление p_e – это отношение эффективной работы L_e на валу к единице рабочего объема V_h цилиндра.

Среднее эффективное давление - среднее индикаторное давление за вычетом среднего давления механических потерь:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (10.9)$$

Уменьшение мощности ДВС из-за потерь характеризуют механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (10.10)$$

При холостом ходе:

$$N_i = N_m \text{ и } p_i = p_m, \text{ тогда } \eta_m = 0.$$

Эффективная мощность N_e – полезная работа, получаемая на валу ДВС в единицу времени:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}. \quad (10.11)$$

Энергетическое уравнение:

$$N_e = \frac{i \cdot V_h \cdot H_u \cdot \rho_k}{L_0 \cdot \alpha} \frac{2n}{\tau} \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v. \quad (10.12)$$

Из анализа энергетического уравнения следует, что в общем случае мощность N_e может быть повышена за счет:

- а) увеличения рабочего объема V_h ;
- б) увеличения числа цилиндров i ;
- в) повышения частоты вращения вала n ;
- г) переход с четырехтактного цикла на двухтактный (τ);
- д) роста теплотворной способности топлива (H_u);
- е) увеличения плотности заряда на впуске ρ_k и коэффициента наполнения η_v (например, путем наддува, а также за счет улучшения организации газообмена, снижений сопротивлений на впуске и выпуске, применения инерционного наддува для увеличения дозарядки и т.д.);
- ж) повышения индикаторного КПД η_i (за счет совершенствования процесса сгорания и сокращения потерь теплоты топлива в процессах сжатия и расширения);
- и) повышения механического КПД η_m .

Эффективный КПД характеризует степень использования теплоты топлива в ДВС с учетом всех потерь – тепловых и механических.

Эффективный КПД η_e – отношение количества теплоты, эквивалентной эффективной (полезной) работе на валу ДВС, к общему количеству теплоты, внесенной в ДВС с топливом.

Связь через индикаторный и механический КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (10.13)$$

Удельный эффективный расход топлива g_e так же как и эффективный КПД характеризует экономичность работы ДВС:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 1000 = \frac{3600}{\eta_e H_u}. \quad (10.14)$$

10.2 Контрольные вопросы

1. Что характеризуют эффективные показатели?
2. Из чего складываются механические потери?
3. Как оценивают показатели напряженности поршневого двигателя?
4. Что отличает литровую мощность от поршневой?
5. Какие существуют способы форсирования поршневого двигателя?
6. Почему переход с четырехтактного цикла на двухтактный увеличивает удельную мощность не в 2 раза?
7. Целесообразно ли использовать увеличение частоты вращения вала для форсирования двигателя?
8. Какие преимущества имеет непосредственное впрыскивание топлива?
9. Для чего поршневые двигатели оснащают агрегатами наддува?
10. Какие существуют виды связи турбокомпрессора и поршневой группы?

11 Тепловой баланс ДВС

11.1 Энергетический баланс

Энергетический баланс показывает, как энергия, которая могла бы выделяться при полном сгорании топлива, поданного в цилиндр за цикл работы, разделяется на полезную работу L_e и на основные виды потерь – тепловые $Q_{теп}$ и механические L_m (рисунок 11.1).

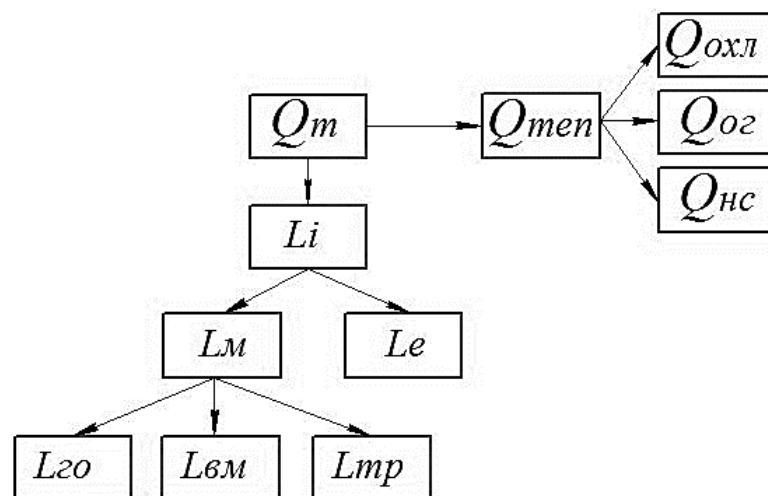


Рисунок 11.1 – Составляющие теплового баланса

$$Q_m = L_e + Q_{теп} + L_m; \quad (11.1)$$

$$Q_{теп} = Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{нс}; \quad (11.2)$$

$$L_m = L_{го} + L_{вм} + L_{тр}. \quad (11.3)$$

где $L_{го}$ – потери теплоты на газообмен;

$L_{вм}$ – потери теплоты на привод вспомогательных механизмов;

$L_{тр}$ – потери теплоты на трение;

$Q_{охл}$ – теплота, отданная охлаждающей среде;

$Q_{ог}$ – потери теплоты с отработавшими газами;

$Q_{нс}$ – потери теплоты от неполного сгорания топлива.

11.2 Тепловой баланс

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имевшихся потерь. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности деталей ДВС, рассчитать систему охлаждения, выяснить возможность использования теплоты отработавших газов и т.п.

Величины отдельных составляющих теплового баланса ДВС не являются постоянными, а изменяются в процессе его работы в зависимости от нагрузки, быстроходности и других факторов. Для анализа характера теплоиспользования и путей его улучшения определяются составляющие теплового баланса ДВС. Тепловой баланс (внешний) – распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, на отдельные составляющие.

Тепловой баланс представляют за определенный промежуток времени (за время расхода 1 кг топлива или 1 м³, 1 секунду и т.п.) в абсолютных или относительных величинах (доли, проценты от количества подведенной теплоты).

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (11.4)$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенное в цилиндр;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе ДВС;

$Q_{охл}$ – теплота, отданная охлаждающей среде;

Q_r – теплота, уносимая из ДВС с отработавшими газами;

$Q_{н.с}$ – теплота, потерянная при неполном сгорании топлива;

$Q_{ост}$ – неучтенные потери теплоты.

Общее количество теплоты Q_o в Дж/с определяется по формуле

$$Q_o = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6}. \quad (11.5)$$

Здесь H_u в кДж/кг, G_T – часовой расход топлива в кг/ч.

Теплота Q_e , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_e = 1000 N_e. \quad (11.6)$$

В формуле 11.6 N_e в кВт.

Теплота $Q_{охл}$, отданная охлаждающей среде (отведенная в систему охлаждения), включает:

- теплоту, переданную от газов стенкам цилиндра и поверхности крышки;
- теплоту, отданную поршню при сжатии, горении, расширении, выпуске;
- теплоту, эквивалентную работе трения поршня в цилиндре;
- теплоту, отведенную от газов в стенки в выпускном канале головки цилиндров.

Величина $Q_{охл}$ в Дж/с определяется по формулам 11.7 – 11.10.

При жидкостном охлаждении:

- для бензиновых ДВС

$$Q_{охл} = \frac{c \cdot i \cdot (0,1D)^{(1+2m)} n^m (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u}; \quad (11.7)$$

- дизельных ДВС

$$Q_{охл} = \frac{c \cdot i \cdot (0,1D)^{(1+2m)} n^m}{\alpha}, \quad (11.8)$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 - 0,53$ (меньшие значения характерны для дизельных ДВС);

m – показатель степени, $m = 0,6 - 0,7$.

При воздушном охлаждении:

- для бензиновых ДВС

$$Q_{охл} = (0,24 - 0,30) Q_o ; \quad (11.9)$$

- для дизельных ДВС

$$Q_{охл} = (0,20 - 0,26) Q_o . \quad (11.10)$$

Теплота Q_r , унесенная из ДВС с отработавшими газами, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \left[M_2 \{ (mc_v'')_{t_r}^{t_r} + 8,315 \} t_r - M_1 \{ (mc_v)_{t_0}^{t_0} + 8,315 \} t_o \right], \quad (11.11)$$

где t_r – температура остаточных газов, °C; $t_r = T_r - 273$.

$(mc_v'')_{t_0}^{t_r}$ – теплоемкость остаточных газов в кДж/(кмоль·град);

$(mc_v)_{t_0}^{t_0}$ – теплоемкость свежего заряда в кДж/(кмоль·град).

Теплота $Q_{н.с}$, потерянная при неполном сгорании топлива, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6} . \quad (11.12)$$

Неучтенные потери теплоты $Q_{ост}$ определяются по формуле:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с.}). \quad (11.13)$$

Эта величина включает в себя теплоту, потерянную вследствие излучения поверхностями ДВС и агрегатов лучистой энергии, конвективного теплообмена, передаваемая маслу, соответствующую кинетической энергии ОГ, прочие неучтенные потери, а также погрешность определения составляющих теплового баланса.

Для сравнения распределения теплоты в различных ДВС или оценки степени теплоиспользования конкретного ДВС, составляется баланс в относительных величинах.

Соответственно, тепловой баланс $q_i = \frac{Q_i}{Q_o}$ в относительных величинах примет

вид:

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 1. \quad (11.14)$$

Значения составляющих теплового баланса у современных автомобильных ДВС представлен в таблице 11.1.

Таблица 11.1– Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип ДВС	Составляющие теплового баланса в процентах				
	q_e	$q_{охл}$	q_r	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Бензиновый	23 - 38	24 - 32	30 - 55	0 - 21	3 - 10
Дизельный без наддува	25 - 42	15 - 35	25 - 45	0	2 - 5
Дизельный с наддувом	32 - 45	10 - 26	25 - 40	0	2 - 5

Как видно из приведенных данных, до 77 % выделившейся теплоты теряется. Одним из путей повышения использования теплоты является ее утилизация. Проще всего утилизировать теплоту выхлопных газов, что обычно и делается в стационарных ДВС (например, путем применения специальных котлов). В

комбинированных ДВС теплота выхлопных газов расходуется на привод компрессора. Полезный эффект достигается использованием теплоты, отданной охлаждающей системе на обогрев впускного трубопровода, смазочной системы, салона транспортного средства.

Характер распределения теплоты, подводимой в цилиндр с топливом, в процессе превращения в полезную эффективную работу наглядно может быть представлен в виде кривых теплового баланса (рисунок 11.2). Графические зависимости строятся на основании определения каждой составляющей в зависимости от частоты вращения, нагрузки, качества смеси и др. Необходимые для построения указанных кривых данные получают при проведении специальных испытаний ДВС либо путем использования результатов ранее выполненных экспериментов или по расчетным формулам.

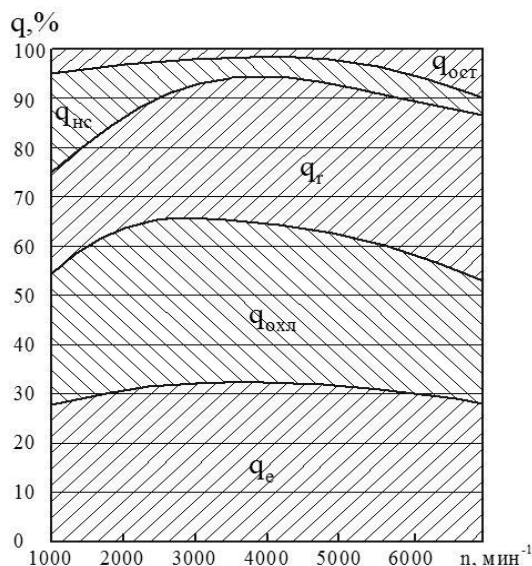


Рисунок 11.2 – Графическое представление распределения теплового баланса ДВС

Из рисунка 11.2 и таблицы 11.1 видно, что основная часть тепла расходуется на эффективную работу, нагрев охлаждающей среды и потери с отработавшими газами. На величину $Q_{\text{охл}}$ оказывают влияние конструктивные и эксплуатационные факторы. С повышением частоты вращения, температуры охлаждающей жидкости и α величина $Q_{\text{охл}}$ снижается, а с увеличением размеров охлаждающей поверхности и

отношения хода поршня к диаметру цилиндра $Q_{охл}$ возрастает. Из всего количества теплоты, отдаваемой охладителю, большая часть (до 65%) воспринимается стенками цилиндра и камеры сгорания во время процессов сгорания и расширения, остальная часть – в течение выпуска.

Уменьшение доли теплоты, отводимой охладителю, повышает долю теплоты, отводимой с выпускными газами.

В ДВС с турбонаддувом такое распределение приводит к повышению располагаемой энергии выпускных газов и ведет к увеличению работы в турбине. Этот принцип реализуется в комбинированных ДВС с уменьшенным теплоотводом от рабочего тела за счет тепловой изоляции деталей камеры сгорания и выпускного трубопровода керамическими материалами.

11.3 Контрольные вопросы

1. Что такое внешний тепловой баланс двигателя?
2. При каких условиях составляется тепловой баланс?
3. Какие факторы влияют на общее количество теплоты, введенное в цилиндр?
4. Какой величине численно равна теплота, эквивалентная эффективной работе за одну секунду, выраженная в относительных параметрах?
5. Какие факторы влияют на теплоту, эквивалентной эффективной работе двигателя?
6. Какие составляющие образуют теплоту, отводимую в систему охлаждения?
7. Как определить количество теплоты, отводимой смазочным маслом?
8. Какие факторы влияют на количество теплоты, уносимое из двигателя с отработавшими газами?
9. Какие пути повышения доли полезно используемой теплоты вы можете предложить?
10. Какие факторы влияют на теплоту, потерянную при неполном сгорании топлива?
11. Каковы составляющие неучтенных потерь теплоты?

12 Эксплуатационные режимы работы и характеристики ДВС

12.1 Общие сведения

Транспортные ДВС эксплуатируются в условиях, требующих изменения в широких пределах скоростного и нагрузочного режимов работы.

Режимы работы ДВС определяются сочетанием:

- нагрузки (p_e , M_e , N_e);
- частоты вращения коленчатого вала n .

На каждом режиме ДВС имеет свои показатели, которые зависят от регулировок его основных систем (топливоподачи, зажигания, наддува и т.д.).

Для оценки эффективности функционирования ДВС при его работе на различных режимах и при различных значениях регулировочных параметров служат характеристики ДВС.

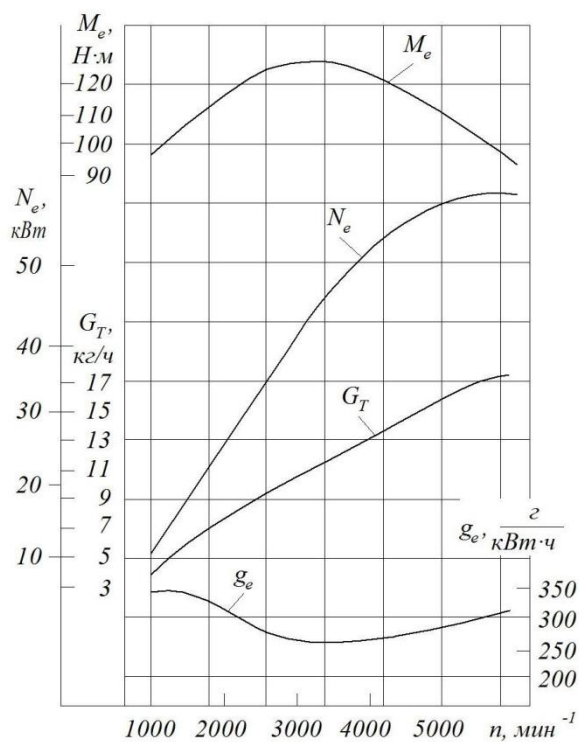
Характеристикой ДВС называется зависимость (как правило, графическая) показателей ДВС от режима работы или от параметров, связанных с регулировкой его основных систем.

Скоростными называют характеристики, представляющие собой зависимость показателей работы ДВС от частоты вращения при неизменном положении органа управления (дроссельной заслонкой – для ДВС с искровым зажиганием, регулятором – для дизельного ДВС).

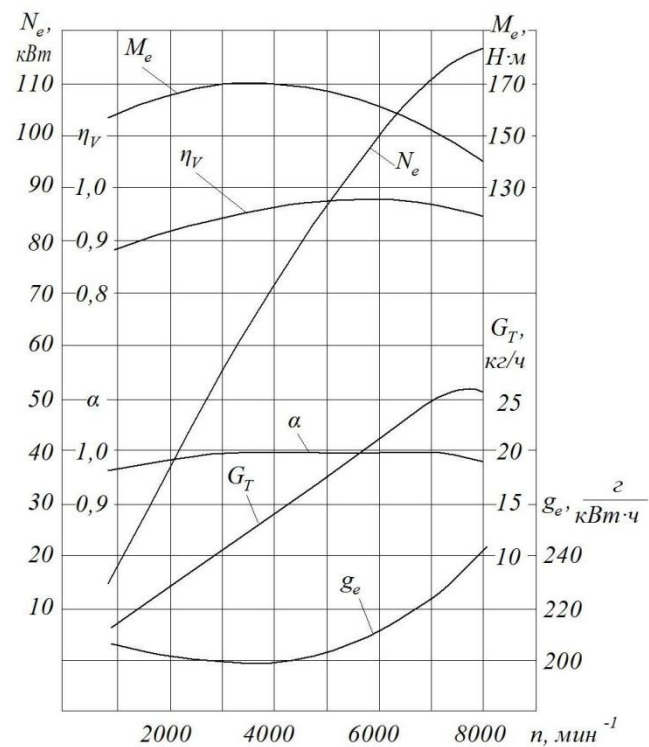
Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) определяется, если положение органа управления соответствует максимальной подаче топлива или горючей смеси.

ВСХ позволяет определить предельные мощностные показатели и оценить экономичность ДВС на полных нагрузках. ВСХ является паспортной для большинства транспортных ДВС.

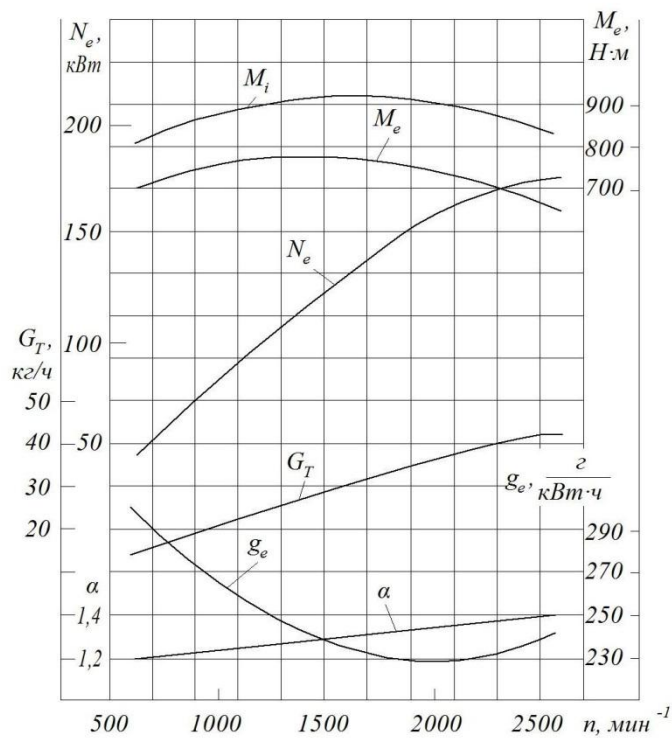
На рисунке 12.1 показаны примеры ВСХ различных типов ДВС.



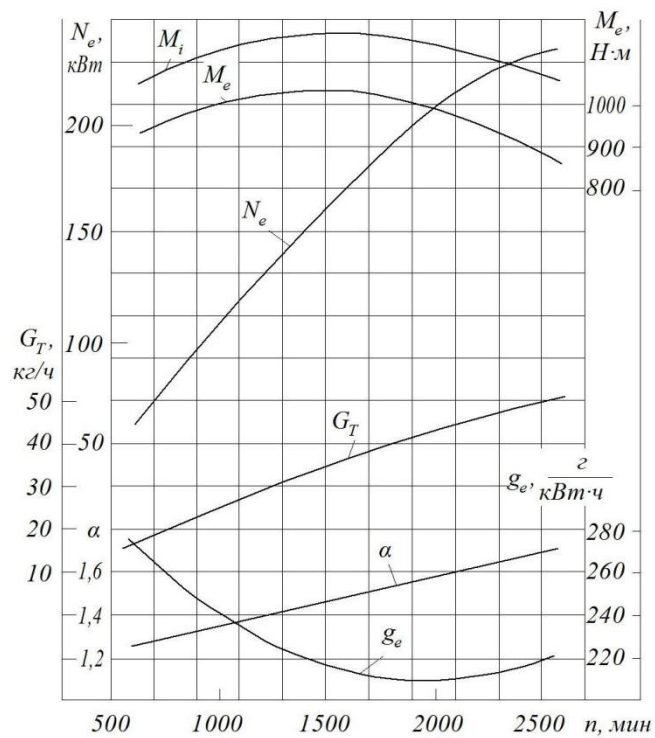
Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя



Внешняя скоростная характеристика двигателя с впрыском топлива



Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя без наддува



Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя с наддувом

Рисунок 12.1 - Примеры ВСХ различных типов ДВС

Частичной скоростной характеристикой называют характеристику, полученную при работе ДВС с любым постоянным промежуточным положением органа регулирования.

Нагрузочной характеристикой называется зависимость показателей ДВС от p_e (или N_e) при фиксированной частоте вращения коленчатого вала n .

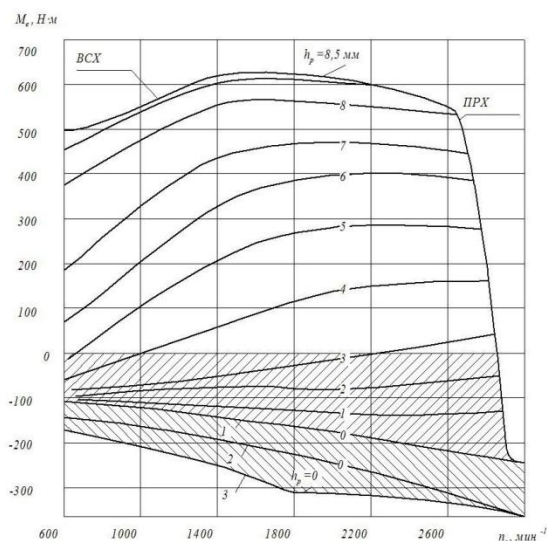
Регулировочные характеристики представляют собой зависимости показателей работы ДВС от регулируемого параметра (например, коэффициента избытка воздуха, угла опережения зажигания, угла опережения впрыскивания топлива и т. д.). Данные характеристики используются для определения оптимальных параметров работы систем топливоподачи и зажигания.

В практике часто возникает необходимость изучения изменения параметров ДВС в зависимости его показателей от двух переменных и более, что можно выполнить с использованием многопараметровых характеристик. Наиболее часто исследуемый показатель изображается в координатах «крутящий момент (или среднее эффективное давление) – частота вращения» в виде линий постоянных значений исследуемого показателя, что позволяет анализировать его изменение во всем поле нагрузочных и скоростных режимов ДВС. Построение многопараметровых характеристик ведется на основании серии нагрузочных или скоростных характеристик. В случае недостаточного числа исходных характеристик промежуточные точки изолиний могут быть найдены графической интерполяцией.

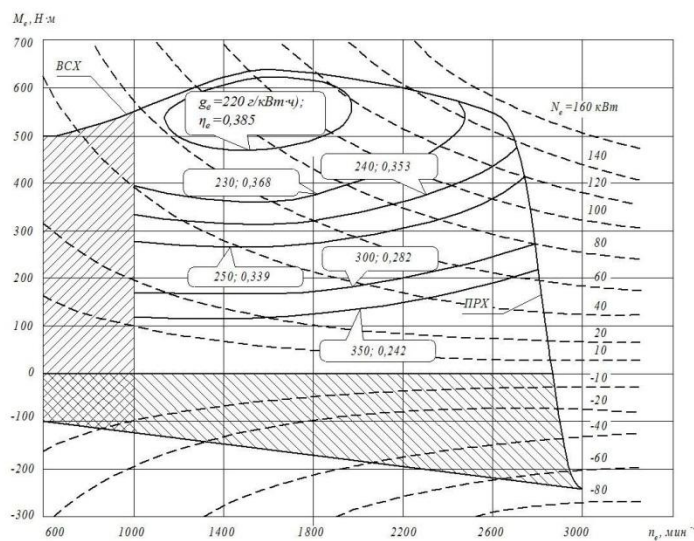
Многопараметровые характеристики используют при анализе топливной экономичности, токсичности, механического КПД и т.д., а также при рассмотрении протекания других процессов, и они могут быть построены в других координатах.

На рисунке 12.2 показаны характеристики дизельного ДВС КамАЗ-740.

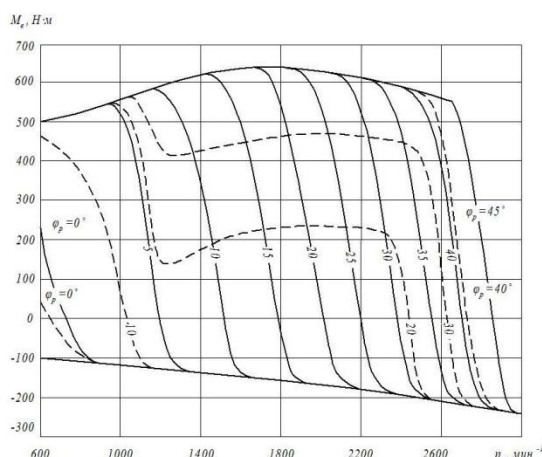
Анализ многопараметровой характеристики в координатах « $M_e - n$ », характеризующей его топливную экономичность, помогает оценить зоны наиболее экономичных режимов работы ДВС, сравнить между собой несколько ДВС или результаты модификации данного ДВС, выбрать наивыгоднейший режим работы.



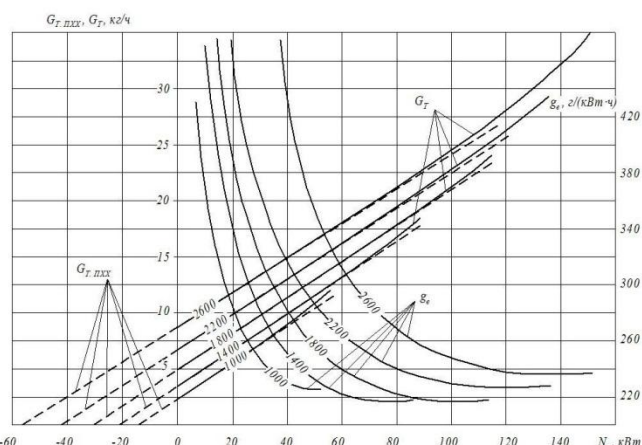
Семейство частичных скоростных характеристик - зависимостей M_e от n_e двигателя КамАЗ-740 при разном ходе h_p , мм, рейки ТНВД совместно с компрессорными характеристиками при степени перекрытия выпускной трубы, равной 0 (1), 50 (2) и 100% (3)



Многопараметровая характеристика двигателя КамАЗ-740



Регуляторные характеристики двигателя КамАЗ-740:
 φ_p - угол поворота рычага регулятора ТНВД;
 — с серийным всережимным регулятором;
 - - - - с одним из опытных двурежимных регуляторов



Нагрузочная характеристика двигателя КамАЗ-740
 (числа около кривых - значения n_e , мин⁻¹)

Рисунок 12.2 – Примеры характеристик двигателя КамАЗ-740

Одна и та же мощность ДВС может быть получена при различных сочетаниях n и M_e топливная экономичность будет при этом отличаться. Следовательно, подобные многопараметровые характеристики удобны для выбора экономичного

режима работы ДВС стационарных установок или при определении передаточных отношений трансмиссии автомобиля.

В целом по характеристикам ДВС оценивают:

- их эксплуатационные свойства;
- совершенство рабочих процессов;
- степень конструктивного совершенства;
- правильность выбора регулировок систем ДВС;
- соответствие ДВС требованиям потребителя;
- эффективность вносимых в ДВС изменений при доводке рабочих процессов.

На рисунке 12.3 схематически показано поле нагрузочных и скоростных режимов работы автомобильного ДВС.

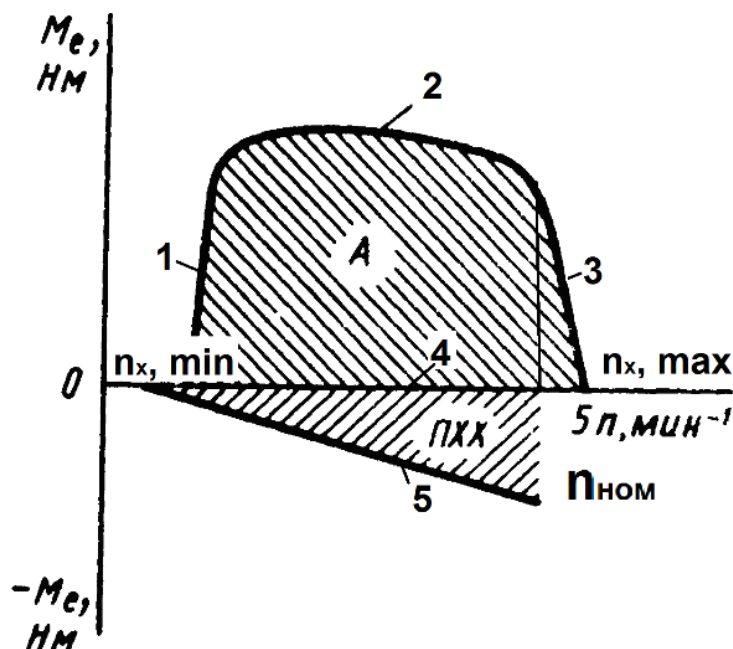


Рисунок 12.3 – Поле нагрузочных и скоростных режимов работы автомобильного ДВС

Область ОАР – область активных режимов работы ДВС, для которых характерна его положительная работа ($L_e > 0$):

1 – минимально устойчивые частоты вращения вала при разных нагрузках;

n_{min} – определяется при минимальной подаче топлива или горючей смеси, на которой ДВС работает устойчиво в течение 10 минут;

2 – кривая максимального крутящего момента по ВСХ;

3 – регуляторная ветвь или ветвь снижения крутящего момента при частоте вращения выше номинальной (ограничение этого диапазона по максимальной частоте вращения возможно по разным факторам: тепловая и механическая напряженность ДВС, условия протекания рабочего процесса, совместная работа поршневой группы и турбокомпрессора и т.д.);

$n_{ном}$ – номинальная частота вращения, при которой определяется объявленное заводом-изготовителем значение номинальной мощности ДВС ($N_{e ном}$);

$n_{х. max}$ – максимальная частота вращения холостого хода при работе с регулятором (ограничителем) (соответствует $L_e=0$);

4 – режим холостого хода;

$n_{х.min}$ – минимальная частота вращения холостого хода. Величина устанавливается техническими условиями на ДВС и должна обеспечивать устойчивую работу ДВС на холостом ходу в течение 10 минут;

ПХХ – режим принудительного холостого хода – область пассивных режимов работы ДВС. В этой зоне ДВС работает в режиме выбега, например, при переключении передач или при торможении автомобиля ДВС;

5 – кривая момента, необходимого для проворачивания коленчатого вала неработающего ДВС.

Режимы работы могут быть установившимися (УР) и неуставившимися (НУР).

Характеристики ДВС определяют, как правило, на УР.

Установившийся режим работы – режим, при котором крутящий момент, частота вращения, температура охлаждающей жидкости, температура масла, а для ДВС с воздушным охлаждением и температура ДВС изменяются за время измерения не более чем на 2% (считается, что не изменяются). Не принимается во внимание колебания параметров в течении рабочего цикла (цикличность), а также случайные их отклонения от цикла к циклу (неидентичность или невоспроизводимость последующих рабочих процессов).

УР характеризуется равенством мощностей ДВС N_e и потребителя N_c , а также их постоянством во времени τ , т.е.:

$$N_e - N_c = 0; \quad (12.1)$$

$$\frac{dN_e}{d\tau} = \frac{dN_c}{d\tau} = 0. \quad (12.2)$$

В реальной эксплуатации многие транспортные ДВС работают значительное время в условиях НУР, когда показатели и тепловое состояние изменяются во времени. *Неустановившийся режим* ДВС характеризуется частым изменением положения регулирующих органов и в связи с этим частоты вращения коленчатого вала и передаваемого крутящего момента. Для конкретной категории транспортных средств, на которых используется данный ДВС, можно выделить совокупность наиболее характерных режимов его работы. Так, например, для ДВС автомобилей, осуществляющих городские перевозки, характерны относительно большие периоды работы на режимах разгона, торможения ДВС, холостого хода и на частичных нагрузках (НУР от 93 % до 97%). В то же время ДВС автомобилей, предназначенных для междугородных перевозок, большой период эксплуатации работают на установившихся режимах, близких к режиму номинальной мощности (НУР от 30 % до 35 %).

Наиболее распространенными НУР являются переходные режимы, когда изменение режима работы ДВС представляет собой упорядоченную по времени последовательность НУР – это называется *переходным процессом*.

Работа на неустановившемся режиме снижает показатели работоспособности (например, p_e может уменьшиться на 40 %), ухудшает экономичность (увеличение g_e может достигать до 25 %), сокращается ресурс работы ДВС в 1,5 - 2 раза.

Переходные режимы работы ДВС:

- *запуск* ДВС – характеризуется повышенной неравномерностью состава, несовершенством смесеобразования, неполным сгоранием топлива, образованием

нагара в цилиндрах, повышением токсичности и дымности выхлопа, вибрациями и шумом;

- *прогрев ДВС* - повышает тепловое состояние всех систем до момента стабилизации всех параметров состояния ДВС, соответствующих данному режиму работы;

- *разгон ДВС* – происходит разгон транспортного средства до требуемой скорости; время разгона зависит от развиваемой ДВС в этот период избыточной мощности, которая идет на увеличение кинетической энергии транспортного средства;

- *остановка ДВС* - производится прекращением подачи топлива или отключением зажигания.

12.2 Контрольные вопросы

1. Что называют характеристиками двигателя?
2. Какие существуют скоростные характеристики?
3. Какие характеристики называют нагрузочными?
4. Чем отличаются неустановившиеся режимы работы от установившихся?
5. Какими характеристиками оценивают работу на неустановившихся режимах?
6. Какие режимы работы называют переходными?

13 Кинематика и динамика КШМ

13.1 Кинематика КШМ

В ДВС возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством КШМ.

КШМ может быть (рисунок 13.1): центральным (аксиальным), когда оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости (а); смещенным (дезаксиальным), когда оси коленчатого вала и цилиндра лежат в разных плоскостях (б) или ось поршневого пальца смещена относительно оси цилиндра и с прицепным шатуном (два или несколько шатунов работают на одной кривошипной шейке коленчатого вала) (в).

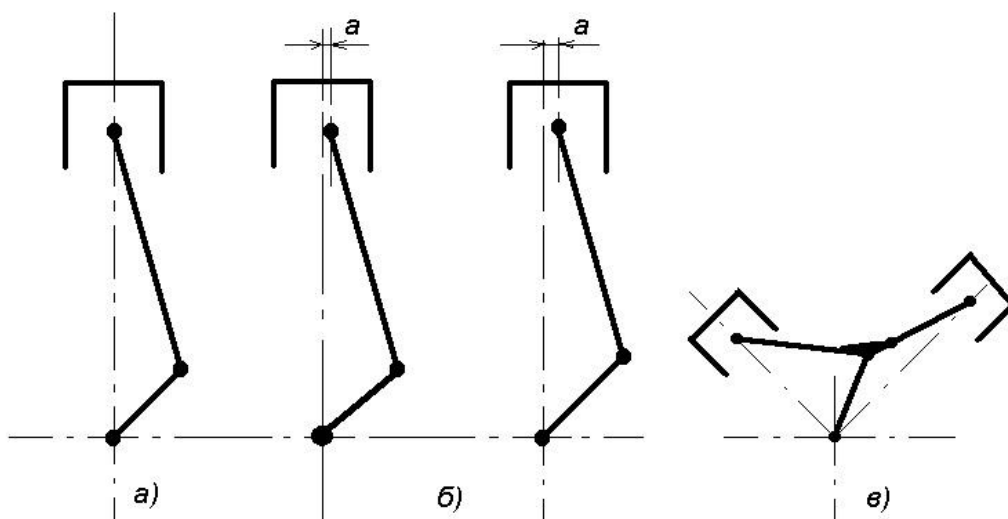


Рисунок 13.1 – Схемы КШМ

Наибольшее распространение в автотракторных ДВС получил центральный КШМ. На рисунке 13.2 приведены основные обозначения.

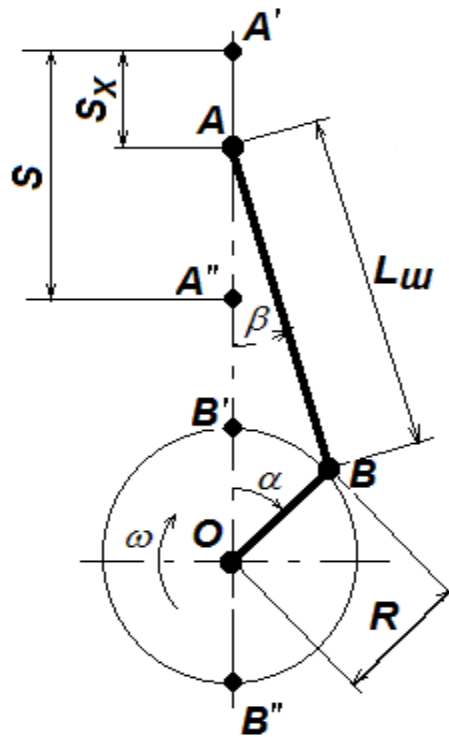


Рисунок 13.2 – Обозначения на схеме центрального КШМ

S_x – текущее перемещение поршня, $S_x=0$ в ВМТ и увеличивается при движении поршня к НМТ при ω по часовой стрелке;

т. A – ось поршневого пальца;

т. O – ось коленчатого вала;

т. B – ось шатунной шейки;

т. A' – верхняя мертвая точка;

т. A'' – нижняя мертвая точка;

α – угол поворота кривошипа (OB), отсчитываемый от оси цилиндра ($A'O$) в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке, $\alpha = 0$ в ВМТ;

β – угол отклонения оси шатуна (AB) от оси цилиндра, $\beta=0$ при $\alpha=0$, $\beta=\arcsin(\lambda \sin\alpha)$;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$R=OB$ – радиус кривошипа;

$S=2R=A'A''$ – ход поршня;

$L_{ш}=AB$ – длина шатуна;

$\lambda = R/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (0,23...0,31);

$R + L_{ш} = A'O$ – расстояние от оси коленчатого вала до верхней мертвой точки.

В смещенном КШМ величина смещения a оценивается коэффициентом

$$k = \frac{a}{R} = 0,02 - 0,1. \text{ Смещение делают в сторону движения кривошипа для улучшения}$$

условий работы поршня вблизи ВМТ за счет устранения зазора между поршнем и цилиндром и более благоприятного распределения нагрузки на стенки поршня. Параметры λ и k являются критериями подобия КШМ.

Возможность проведения кинематического анализа движения элементов КШМ (поршня, шатуна, кривошипа) обусловлена определением основных размеров ДВС (диаметр цилиндра, ход поршня) при расчете рабочего цикла и выбором конструктивной схемы КШМ.

Изучение законов движения деталей КШМ проводится с учетом только структуры и геометрических соотношений между звеньями без учета сил, вызывающих его движение, сил трения, при отсутствии зазоров между сопряженными элементами и постоянной угловой скорости вращения ω .

Расчет кинематики КШМ сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. Это необходимо для выявления компоновочно-габаритных размеров, динамического расчета и прогнозирования срока службы ДВС. Принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (в действительности $\omega \neq const$). Это допущение позволяет рассмотреть все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала, который при $\omega = const$ пропорционален времени.

Зависимость пути поршня от соответствующего угла поворота коленчатого вала определяется:

$$S_x = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (13.1)$$

При $\alpha = 0^\circ$ $S_x = 0$, при $\alpha = 180^\circ$ $S_x = 2R$.

Скорость поршня в зависимости от α определяется дифференцированием уравнения перемещения поршня по времени t :

$$U_n = \frac{dS_x}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{dS_x}{d\alpha} = R(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt}, \quad (13.2)$$

где $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$.

Тогда

$$U_n = R \cdot \omega (\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha). \quad (13.3)$$

Из уравнения U_n следует, что скорость поршня в мертвой точке ($\alpha = 0^\circ$ или 180°) равна нулю.

Максимальная скорость поршня $U_{n.max}$ зависит (при прочих равных условиях) от λ и достигается при $\alpha + \beta = 90^\circ$, когда ось шатуна перпендикулярна оси кривошипа. При $\alpha < 90^\circ$ ($+U_n$) и $\alpha > 270^\circ$ ($-U_n$). С увеличением λ $U_{n.max}$ растут и сдвигаются в сторону мертвой точки:

$$U_{n.max} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (13.4)$$

Пример: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, $R = 0,04 \text{ м}$, $\lambda = 0,285$.

$$U_{n.max} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} \cdot 0,04 \sqrt{1 + 0,285^2} \approx 13,0598 \approx 13,1 \text{ м/с}.$$

Для оценки быстроходности ДВС пользуются средней скоростью (м/с) поршня:

$$U_{n.ср.} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2\omega \cdot R}{\pi}, \quad (13.5)$$

где S и R , м;

n , мин⁻¹;

ω , рад/с.

Т.к. $R = 0,04$ м, а при $\alpha = 180^\circ$ $S=2R$, тогда:

$$U_{n.ср.} = \frac{2 \cdot 0,04 \cdot 3000}{30} = 8 \text{ м/с.}$$

$$\frac{U_{n.max}}{U_{n.ср.}} \approx \frac{\pi}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} \approx 1,62 - 1,64 \text{ (в нашем случае 1,638).}$$

Ускорение поршня:

$$j = \frac{dU_n}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{dU_n}{d\alpha} = \omega^2 R (\cos\alpha + \lambda \cos\alpha). \quad (13.6)$$

Для рассматриваемого примера ускорение поршня j изменяется в пределах от 5000 м/с² до 20000 м/с².

Максимальное ускорение $j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda)$ при $\alpha = 0^\circ$ и 360° (в ВМТ).

Минимальное ускорение при:

а) $\lambda < 0,25$ в т. $\alpha=180^\circ$ (НМТ), $j_{\min} = -\omega^2 R(\lambda - 1) = \omega^2 R(1 - \lambda)$;

б) $\lambda > 0,25$ в т. $\alpha = \arccos\left(-\frac{1}{4\lambda}\right)$, $j_{\min} = \omega^2 R\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right)$.

Скорость или ускорение считаются положительными, если они направлены к центру кривошипа, отрицательными – от центра. Периодичность изменения скорости и ускорения перемещения поршня равна 360° . На рисунке 13.3 приведен пример изменения кинематических параметров от угла поворота коленчатого вала α .

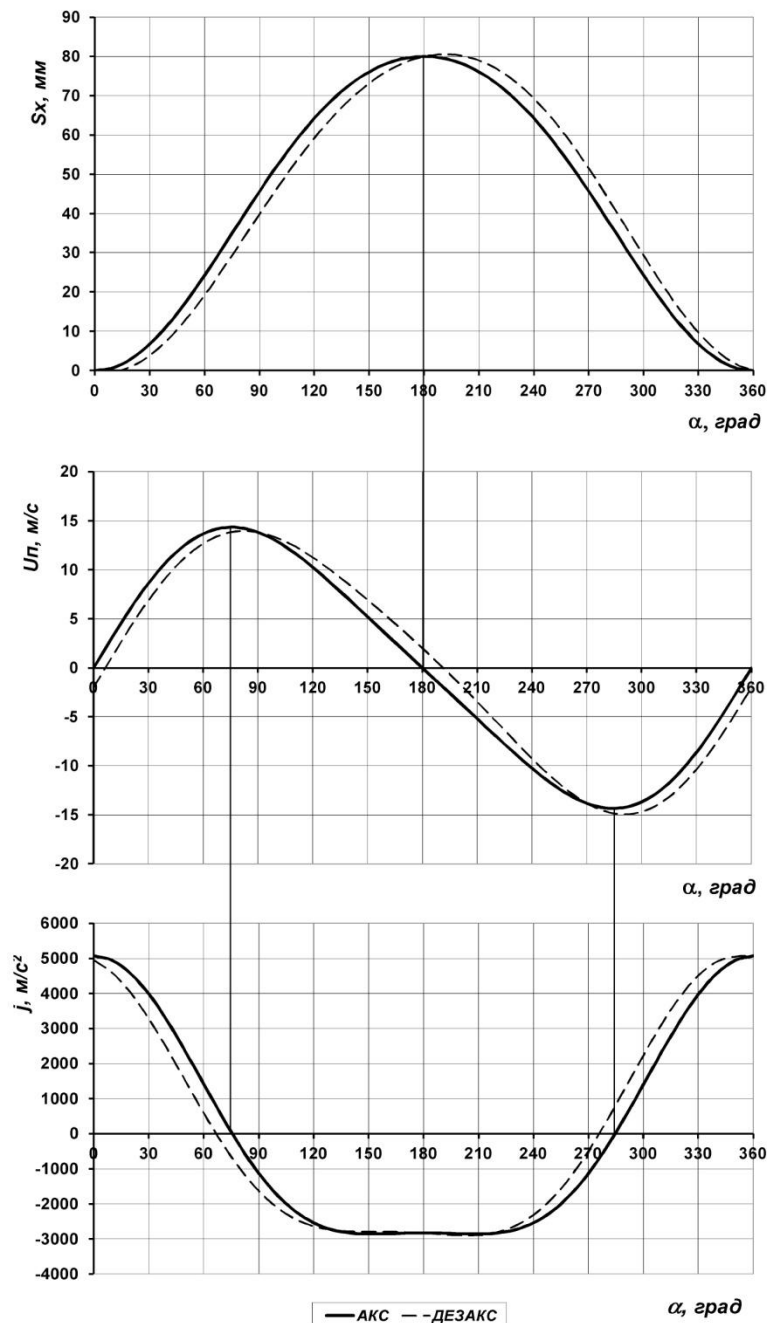


Рисунок 13.3 – Изменение кинематических параметров от угла поворота коленчатого вала (при $\omega = 314$ рад/с, $R = 0,04$ м, $\lambda = 0,285$)

13.2 Динамика КШМ

При работе ДВС на детали КШМ действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции движущихся масс механизма, давление на поршень со стороны картера (примерно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (в динамическом расчете обычно не учитывают за малостью). От сил давления газов и сил инерции возникают производные от них силы трения, силы полезного сопротивления на коленчатый вал, реакции на опорах коленчатого вала и ДВС.

Расчет и анализ сил, действующих в КШМ, необходимы для выполнения расчета деталей ДВС на прочность, определения нагрузок на подшипники коленчатого вала и прогнозирования их износа, анализа уравновешенности и расчета подвески ДВС, определения неравномерности вращения коленчатого вала и расчета маховика.

В течении каждого рабочего цикла (720° для четырех- и 360° для двухтактного ДВС) силы, действующие в КШМ, непрерывно изменяются по величине и направлению.

13.2.1 Силы давления газов

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Абсолютное значение этой силы и характер ее изменения в зависимости от угла α определяются по индикаторной диаграмме, снятой с ДВС или построенной на основании теплового расчета (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоты вращения коленчатого вала).

Давление газов в цилиндре ДВС передается во все стороны с одинаковой силой. Действуя на боковые стенки цилиндра, оно взаимно уравновешивается.

Давление газов, действующее на головку цилиндра, создает силу, равную силе давления газов на днище поршня P_z .

Сила давления газов на днище поршня в данный момент определяется по формуле:

$$\Delta P_z = (p_z - p_0)F_n, \quad (13.7)$$

где F_n – площадь поршня, м^2 ;

p_z и p_0 – давление газов в любой момент времени и атмосферное давление, Па.

Кривая сил давления газов по углу α будет иметь тот же характер изменения, что и кривая давления газов ($p_z - p_0$). Сила давления газов считается положительной, если направлена к оси коленчатого вала, отрицательной – от коленчатого вала.

13.2.2 Приведение масс деталей КШМ к динамически эквивалентной системе сосредоточенных масс

По характеру движения массы деталей КШМ можно разделить на движущиеся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна); совершающие вращательное движение (коленчатый вал и нижняя головка шатуна) и совершающие сложное плоскопараллельное движение (стержень шатуна).

Для упрощения динамического расчета действительный КШМ заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс (рисунок 13.4).

Массу поршневой группы m_n считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в т. А.

Массу шатунной группы $m_{ш}$ заменяют двумя массами, одна из которых ($m_{шн}$) сосредоточена на оси поршневого пальца в т. А, а другая ($m_{шк}$) – на оси кривошипа в т. В.

Для большинства автотракторных ДВС $m_{шн} = (0,2 - 0,3)m_{ш}$; $m_{шк} = (0,7 - 0,8)m_{ш}$.

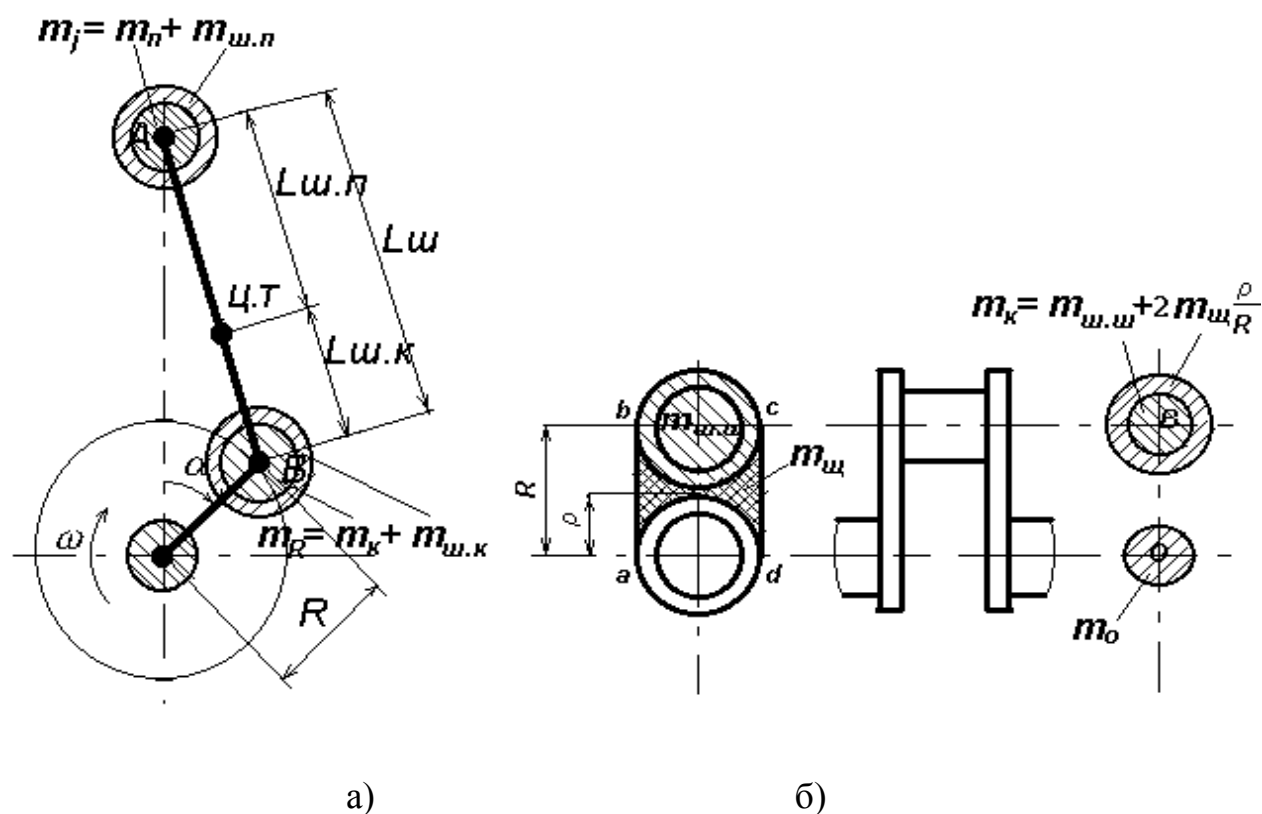


Рисунок 13.4 – Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму (а – приведенная система КШМ; б – приведенная масс кривошипа)

При выполнении динамического расчета ДВС значения m_n и $m_{ш}$ принимают по данным прототипов или же подсчитывают по чертежам.

Массу кривошипа заменяют двумя массами, сосредоточенными на оси кривошипа в т. B (m_k) и на оси коренной шейки в т. O (m_0).

Масса коренной шейки с частью щек, расположенных симметрично относительно оси вращения, является уравновешенной. Масса, сосредоточенная в т. B :

$$m_k = m_{шш} + \frac{2m_{ш\rho}\rho}{R}, \quad (13.8)$$

где $m_{шш}$ – масса шатунной шейки с прилегающими частями щек;

$m_{щ}$ – масса средней части щеки по контуру $abcd$, имеющей центр тяжести на радиусе ρ .

В современных ДВС $m_{щ}$ мала по сравнению с $m_{шш}$ и ею в ряде случаев пренебрегают.

При расчетах $m_{шш}$ и в необходимых случаях $m_{щ}$ определяют исходя из размеров кривошипа и плотности материала коленчатого вала.

Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная КШМ, состоит из массы $m_j = m_n + m_{шш}$, сосредоточенной в т. A и имеющей возвратно-поступательное движение и массы $m_R = m_k + m_{шк}$, сосредоточенной в т. B и имеющей вращательное движение.

В V-образных ДВС со сдвоенным КШМ $m_{R\Sigma} = m_k + 2m_{шк}$.

13.2.3 Силы инерции

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс K_R .

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (13.9)$$

Сила P_j направлена по оси цилиндра.

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2. \quad (13.10)$$

Она постоянна по величине (при $\omega = const$), действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала.

$$K_R = -(m_{\kappa} + m_{и\kappa})R \cdot \omega^2 = (-m_{\kappa} \cdot R \cdot \omega^2) + (-m_{и\kappa})R \cdot \omega^2 = K_{R\kappa} + K_{Rи\kappa}, \quad (13.8)$$

где $K_{R\kappa}$ – сила инерции вращающихся масс кривошипа;

$K_{Rи\kappa}$ – сила инерции шатуна.

Для V-образных ДВС:

$$K_{R\Sigma} = K_{R\kappa} + K_{Rи\kappa\kappa} + K_{Rи\kappa\eta} = -(m_{\kappa} + m_{и\kappa\kappa} + m_{и\kappa\eta})R \cdot \omega^2, \quad (13.12)$$

где $K_{Rи\kappa\kappa}$ и $K_{Rи\kappa\eta}$ – силы инерции масс левого и правого шатунов.

Для V-образных ДВС, у которых два одинаковых шатуна расположены рядом на одной шейке:

$$K_{R\Sigma} = K_{R\kappa} + 2K_{Rи\kappa} = -(m_{\kappa} + 2m_{и\kappa})R \cdot \omega^2 = -m_{R\Sigma}R\omega^2. \quad (13.13)$$

13.2.4 Суммарные силы

Суммарные силы определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил возврата - поступательно движущихся масс:

$$P = \Delta P_z + P_j. \quad (13.14)$$

Сила P (как и P_z и P_j) направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца (рисунок 13.5).

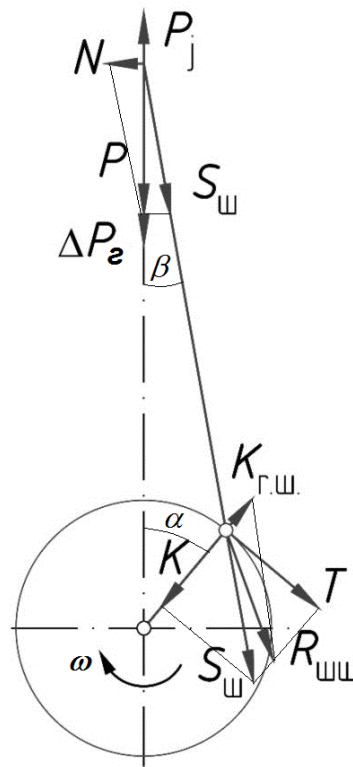


Рисунок 13.5 – Схема действия сил в КШМ

Воздействие от силы P передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси (сила N) и на шатун по направлению его оси (сила $S_{ш}$).

$$\vec{P} = \vec{N} + \vec{S}_{ш}; \quad (13.95)$$

Сила N , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (13.106)$$

Сила N периодически прижимает поршень то к одной, то к другой стенке цилиндра, вызывая трение и износ цилиндра и поршня. Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала ДВС.

Сила $S_{ш}$, действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу на шатунную шейку. Считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$S_{ш} = P \left(\frac{1}{\cos \beta} \right); \quad (13.17)$$

От действия $S_{ш}$ на шатунную шейку возникают две составляющие силы:

$$\vec{S}_{ш} = \vec{K} + \vec{T}. \quad (13.118)$$

Радиальная сила K направлена по радиусу кривошипа:

$$K = \frac{P \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (13.19)$$

Тангенциальная сила T направлена по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = \frac{P \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (13.20)$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Сила T принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадет с направлением вращения коленчатого вала.

Построение кривой изменения суммарной силы $P = f(\alpha)$ от угла поворота коленчатого вала производится графическим суммированием ординат кривых $P_z = f(\alpha)$ и $P_j = f(\alpha)$.

По величине T определяют крутящий момент одного цилиндра:

$$M_{кр} = T \cdot R. \quad (13.21)$$

Перенесем силу $S_{ш}$ в центр нижней головки шатуна (рисунок 13.6).

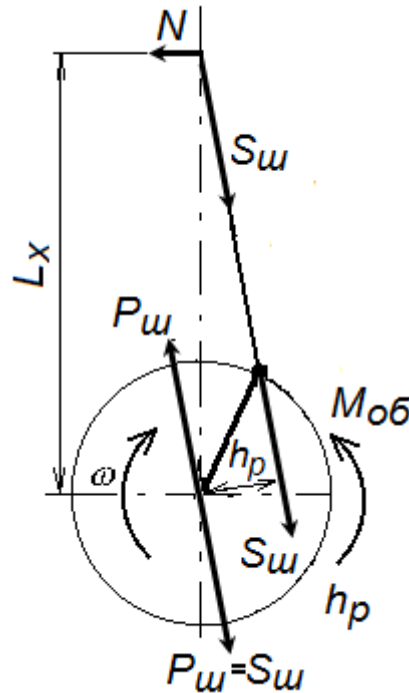


Рисунок 13.6 – Формирование обратного момента

Приложим ее к центру вращения коленчатого вала две противоположно направленные силы, параллельные и равные $S_{ш}$. В результате этого получим крутящий момент двигателя $M_{кр}$ и свободную силу $P_{ш}=S_{ш}$, действующую на коренные шейки:

$$M_{кр} = T \cdot R = P_{ш} \cdot h_p. \quad (13.22)$$

Крутящий момент ДВС в любой отрезок времени уравнивается суммой моментов всех сил сопротивления, моментом сил трения в механизме ДВС, моментом сил сопротивления движению автомобиля.

Сила N на плече L_x дает обратный момент $M_{об}$, равный $M_{кр}$ и направленный в противоположную сторону. Переменный по величине обратный момент $M_{об}$ передается раме, на которой установлен ДВС.

Для построения кривой суммарного крутящего момента $M_{кр}$ многоцилиндрового ДВС производят суммирование крутящих моментов каждого цилиндра.

Т.к. величины и характер изменения крутящих моментов по углу α всех цилиндров ДВС одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента ДВС достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

При графическом построении кривой $M_{кр}$ кривую $M_{кр.ц}$ одного цилиндра разбивают на число участков i (число цилиндров), все участки кривой сводятся и суммируются. Результирующая кривая показывает изменение суммарного крутящего момента в зависимости от α .

13.2.5 Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала

Силы, действующие на шатунные шейки рядных и V-образных ДВС определяют аналитическим способом или графическим.

Аналитически результирующая сила:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{R.ш})^2}, \quad (13.23)$$

где $K_{R.ш}$ – сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{R.ш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2. \quad (13.24)$$

Графическое построение $K_{шш}$ в зависимости от угла α осуществляется в виде полярной диаграммы с полюсом в точке $O_{ш}$.

Для определения средней результирующей силы за цикл $R_{шш.ср}$, а также ее максимальное $R_{шш.мах}$ и минимальное $R_{шш.мин}$ значений полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленчатого вала α . Для этого на оси абсцисс откладывают от каждого положения коленчатого вала углы поворота кривошипа, а на оси ординат – значения $R_{шш}$, взятые из полярной диаграммы (все значения $R_{шш}$ считаются положительными).

13.3 Контрольные вопросы

1. Каковы особенности смещенного КШМ?
2. Какие КШМ применяются для V-образных двигателей?
3. Какие факторы влияют на выбор величины отношения радиуса кривошипа к длине шатуна?
4. Назовите действующие силы в КШМ. Какие из действующих сил учитываются при проведении динамического расчета?
5. Какие три условия необходимо соблюсти для получения приведенной системы шатуна эквивалентной реальному шатуну?
6. Какие суммарные силы действуют на детали КШМ?
7. Как изменится характер нагружения деталей КШМ при увеличении массы поршня, шатуна?
8. Как изменится характер нагружения деталей КШМ при увеличении частоты вращения коленчатого вала в 2 раза?
9. Дайте общую характеристику нагруженности деталей КШМ.

14 Уравновешивание ДВС

14.1 Условия уравновешенности

ДВС считается абсолютно уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению.

Условия уравновешенности ДВС с любым числом цилиндров:

$$\begin{cases} \Sigma P_{ji} = 0 \text{ и } \Sigma M_{j1} = 0; \\ \Sigma P_{ji} = 0 \text{ и } \Sigma M_{j2} = 0; \\ \Sigma K_R = 0 \text{ и } \Sigma M_R = 0, \end{cases} \quad (14.1)$$

где $P_{j1} = m_j \omega^2 R \cos \alpha$ и $P_{j2} = m_j \omega^2 \lambda R \cos 2\alpha$ – силы инерции возвратно-поступательных масс первого порядка и второго порядка соответственно;

$K_R = m_R R \omega^2$ – центробежные силы инерции вращающихся масс;

M_j и M_R – продольные моменты, возникающие в многоцилиндровых ДВС от сил P_j и K_R в отдельных цилиндрах; периодически изменяющиеся по величине и направлению.

14.2 Причины неуравновешенности

ДВС не может быть абсолютно уравновешенным, в первую очередь, по *конструктивным причинам* – из-за особенностей конструктивной схемы механизма преобразования тепловой энергии топлива в кинетическую энергию выходного вала, т.е. КШМ, наличия некоторой массы и ее ускорений, а также цикличности рабочего процесса.

При этом, неуравновешенность ДВС вызывается силами инерции возвратно-поступательных масс P_j и вращающихся масс K_R ; продольными моментами от этих сил, а также неравномерностью передаваемого крутящего момента и, следовательно,

равного ему и противоположного по знаку опрокидывающего (обратного) момента $M_{об}$, воспринимаемого опорами.

Обратный момент в автомобильных ДВС не уравнивается, поскольку $M_{об} = M_{кр}$ всегда переменен по углу поворота коленчатого вала α .

При анализе уравнивания ДВС принимаются допущения, что масса движущихся частей КШМ различных цилиндров одинакова, размеры кривошипов и длина шатунов равны, протекание рабочего процесса во всех цилиндрах идентично, коленчатый вал статически и динамически уравновешен, а коленчатый вал абсолютно жесткий.

Действительная уравновешенность будет значительно ниже теоретически возможной вследствие следующих дополнительных причин:

- *технологических* – размеры и масса деталей всегда отличаются от их номинальных значений – это влияет на силы P_{jI} , P_{jII} и K_R и моменты M_{jI} , M_{jII} и M_R в каждом цилиндре и нарушается условие уравновешенности;

- *эксплуатационных* – неидентичность протекания рабочих процессов в каждом цилиндре из-за особенностей смесеобразования, воспламенения и сгорания рабочей смеси (вызывает неидентичность характера изменения сил давления газов и тангенциальной силы, а, следовательно, и суммарного крутящего момента); под влиянием нагрузок шатуны и кривошипы деформируются, в том числе за счет остаточных технологических напряжений (изменяются радиусы каждого кривошипа R и соответственно центробежные силы инерции K_R и крутящие моменты $M_{кр} = TR$).

Для уменьшения этого расхождения детали, совершающие возвратно-поступательные движения, тщательно подбирают по массе, а вращающиеся детали подвергают статической и динамической балансировкам. Обычно поршни и шатуны разбивают на группы с небольшими допусками по массе для каждой группы.

Неуравновешенность ДВС приводит к дополнительным нагрузкам на детали ДВС, которые передаются на трансмиссию. Вследствие этого увеличивается изнашивание деталей, уменьшается усталостная прочность, увеличивается шум и теряется мощность ДВС.

14.3 Принципы уравнивания ДВС

При рассмотрении уравнивания ДВС любых типов уравнивание $M_{об}$ не рассматривается. Таким образом, решение вопроса уравнивания ДВС сводится к уравниванию лишь наиболее значительных сил и их моментов.

Рассмотрим принципы уравнивания ДВС. Уравнивание сил инерции первого и второго порядков достигается подбором определенного числа цилиндров, их расположением и выбором соответствующей кривошипной схемы коленчатого вала. Так, например, в шести- и восьмицилиндровых рядных ДВС полностью уравновешены силы инерции первого и второго порядков и их моменты.

При невозможности подобрать для проектируемого ДВС соответствующего количества цилиндров для полного уравнивания сил инерции они могут быть уравновешены противовесами, расположенными на дополнительных валах, имеющих механическую связь с коленчатым валом.

В рядных ДВС уравновешенность силы инерции первого и второго порядков установкой противовесов на коленчатом валу невозможно. Однако, при соответствующем выборе массы противовеса можно уменьшить максимальную уравновешенность, переведя действие силы P_{j1} из одной плоскости в другую.

Центробежные силы K_R практически можно уравновесить установкой противовесов на коленчатом валу. Противовесы подбираются так, чтобы развиваемая ими центробежная сила была равна центробежной силе K_R неуравновешенных вращающихся масс и направлена в противоположную сторону.

14.4 Неравномерность крутящего момента и неравномерность хода ДВС

Для оценки степени неравномерности индикаторного крутящего момента ДВС используют коэффициент неравномерности крутящего момента:

$$\mu = \frac{M_{кр. max} - M_{кр. min}}{M_{кр. ср}}, \quad (14.2)$$

где $M_{кр. max}$, $M_{кр. min}$, и $M_{кр. ср}$ – соответственно максимальный, минимальный и средний индикаторные крутящие моменты.

Величина коэффициента μ зависит от числа и расположения цилиндров и режима работы ДВС. С увеличением числа цилиндров i коэффициент μ уменьшается ($i = 1, \mu = 12,6$; $i = 2, \mu = 9,6$; $i = 4, \mu = 5,4$; $i = 6, \mu = 1,8$; $i = 8, \mu = 1,04$)

Индикаторный крутящий момент ДВС в любой отрезок времени уравнивается суммарным моментом всех сил сопротивления $M_{сomp}$ (сил полезного сопротивления, сил трения в механизме ДВС, сил сопротивления движению автомобиля) и моментом сил инерции J_0 всех движущихся масс ДВС, приведенных к оси коленчатого вала. Эта взаимосвязь выражается уравнением:

$$M_{кр} = M_{сomp} + \frac{J_0 d\omega}{dt}, \quad (14.3)$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение коленчатого вала, рад/с².

Для установившегося режима работы ДВС $M_{сomp} = M_{кр. ср}$. Это означает, что площадки, лежащие над линией $M_{кр. ср}$, пропорциональны избыточной работе крутящего момента, поглощаемой движущимися частями ДВС (рисунок 14.1).

Избыток работы идет на увеличение кинетической энергии и, следовательно, скорости движущихся масс. При недостатке работы (площадки ниже линии $M_{кр. ср}$) происходит отдача энергии от движущихся частей, что вызывает замедление вращения коленчатого вала.

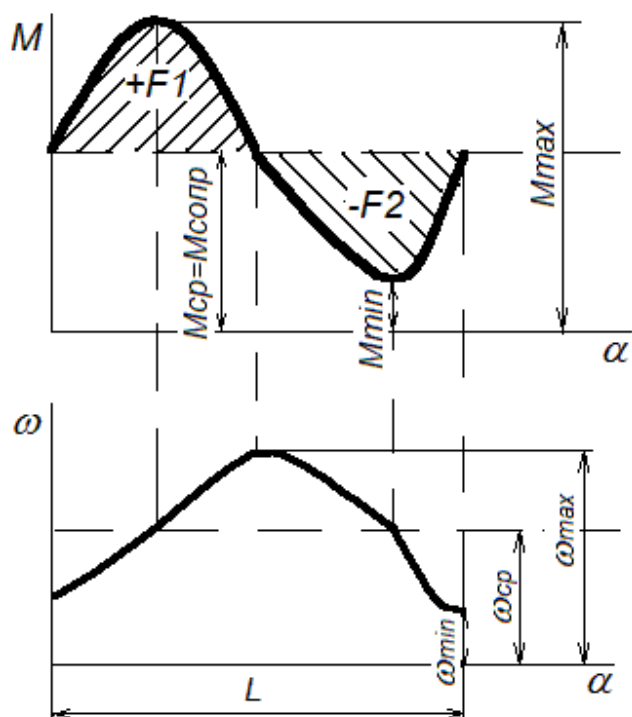


Рисунок 14.1 – Связь между крутящим моментом и угловой скоростью коленчатого вала

Избыточная работа $L_{изб}$ крутящего момента определяется:

- графически по формуле:

$$L_{изб} = F_1 \cdot \mu_{M_{кр}} \cdot \mu_{\alpha}, \quad (14.4)$$

где F_1 – площадь над прямой $M_{кр.ср}$, мм²;

$\mu_{M_{кр}}$ – масштаб момента, Н·м/мм;

$\mu_{\alpha} = \frac{4\pi}{iL}$ – масштаб угла поворота коленчатого вала, рад/мм;

- аналитически по формуле:

$$L_{изб} = \frac{J_0(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)}{2} = \frac{J_0(\omega_{max} + \omega_{min}) \cdot (\omega_{max} - \omega_{min})}{2}. \quad (14.5)$$

Изменения угловой частоты ω вызваны отклонением мгновенного значения $M_{кр}$ от среднего значения крутящего момента $M_{кр.ср} = M_{ср}$.

$$\text{При } M_{кр} > \frac{M_{ср} d\omega}{dt} > 0;$$

$$M_{кр} < \frac{M_{ср} d\omega}{dt} < 0;$$

$$M_{кр} = \frac{M_{ср} d\omega}{dt} = 0;$$

Колебания угловой частоты при установившемся режиме работы ДВС вследствие неравномерности крутящего момента характеризуется коэффициентом неравномерности хода:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}. \quad (14.6)$$

Приняв допущение, что средняя угловая частота вращения в рад/с $\omega_{ср} = \omega = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$ и $\omega_{ср} = \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, то $\delta = \frac{L_{изб}}{J_0 \omega^2} = \frac{900 L_{изб}}{J_0 (\pi \cdot n)^2}$.

В действительности δ определяется также жесткостью коленчатого вала, техническим состоянием систем и механизмов ДВС. При $p_e = const$ с увеличением n коэффициент δ уменьшается по гиперболической зависимости. При $n = const$ увеличение p_e сопровождается ростом δ . Высокая неравномерность (δ от 0,045 до 0,03) соответствует режимам холостого хода при минимальной частоте (n от 600 мин⁻¹ до 1000 мин⁻¹). Минимальные значения (δ от 0,01 до 0,02) характерны для средних и максимальных частот при частичных нагрузках. На режимах, близких к номинальным δ от 0,02 до 0,03).

14.5 Контрольные вопросы

1. Какой двигатель считается уравновешенным?
2. Каковы общие условия уравновешенности двигателя?
3. Какие условия обеспечивают статическую и динамическую балансировки коленчатого вала?
4. Как осуществляется подбор противовесов для уравнивания центробежных сил инерции и моментов от этих сил?
5. Что называется коэффициентом неравномерности крутящего момента?
6. Как величина коэффициента неравномерности крутящего момента изменяется с увеличением числа цилиндров?
7. В результате чего возникают колебания угловой скорости вращения коленчатого вала?
8. Что называется коэффициентом неравномерности хода двигателя?
9. Чем вызываются крутильные колебания коленчатого вала?
10. Какова взаимосвязь момента инерции маховика и коэффициента неравномерности хода двигателя?

15 Конструирование и расчет деталей ДВС

15.1 Основные требования к проектируемому автомобильному ДВС

Проектируемый ДВС должен отвечать следующим требованиям:

- 1) высокая надежность в разнообразных эксплуатационных условиях;
- 2) развитие необходимой мощности при различных скоростях движения автомобиля; хорошая приемистость при трогании автомобиля и при изменении его рабочих режимов;
- 3) наибольшая экономичность на всех режимах работы;
- 4) нормативные шумность и вибрация, а также дымность и токсичность отработавших газов;
- 5) хорошие пусковые качества;
- 6) легкость управления и автоматизация работы;
- 7) высокая контролепригодность, удобство в эксплуатации и простота технического обслуживания и ремонта;
- 8) минимум эксплуатационных затрат и материалов;
- 9) низкая себестоимость, достигаемая за счет обеспечения технологичности конструкции деталей, снижения их массы и применения полноценных заменителей металлов;
- 10) высокая удельная мощность и малые габариты без снижения надежности работы;
- 11) перспективность конструкции, позволяющая производить ее дальнейшую модернизацию путем форсирования мощности двигателя и улучшения его показателей в соответствии с уровнем развития техники.

15.2 Основные этапы проектирования ДВС

Первый этап – выбор конструктивной схемы ДВС. В соответствии с техническим заданием устанавливается тип ДВС и его конструктивная схема: число

и расположение цилиндров, отношение хода поршня к диаметру цилиндра, система газораспределения, вид охлаждения и т.д.

Второй этап – предварительное проведение теплового и динамического расчета. Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности аналитически определить основные параметры вновь проектируемого ДВС, а также проверить степень совершенства действительного цикла реального работающего ДВС. На основе проведенного теплового расчета для выбранного типа ДВС определяются размеры цилиндровой группы D и S и строится индикаторная диаграмма. При этом окончательно выявляются система смесеобразования, схема газораспределения, система охлаждения, ориентировочно определяются габаритные размеры ДВС.

При проведении динамического расчета окончательно устанавливается величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна, разрабатывается конструкция КШМ и определяется масса его деталей, окончательно устанавливается частота вращения вала при максимальной мощности, принятая при тепловом расчете, ориентировочно определяется масса ДВС. На основании динамического расчета выявляются все силы, действующие в КШМ.

Третий этап – общая компоновка ДВС, разработка агрегатов, узлов и деталей и их расчет на прочность и износ. Этот этап завершается разработкой чертежей продольного и поперечного разрезов ДВС и наиболее ответственных узлов. При проведении прочностного расчета устанавливаются материалы и термообработка рассчитываемых деталей.

В процессе компоновки получают наиболее рациональный вариант относительного расположения механизмов, агрегатов и отдельных деталей ДВС с одновременной увязкой их основных размеров.

Из всех агрегатов автомобиля ДВС является наиболее крупным механизмом. Конструктор стремится сделать его наиболее компактным, исходя из условия размещения на автомобиле.

Четвертый этап – разработка рабочих чертежей деталей. Разрабатывают допуски и посадки, технологические процессы производства деталей и приспособления, составляют операционные карты. В первую очередь

разрабатывают чертежи крупных и сложных деталей, требующих для изготовления много времени.

15.3 Выбор основных параметров ДВС

1) Параметры рабочего процесса

а) *тип ДВС*. Необходимо руководствоваться практикой мирового двигателестроения: на легковых – ДВС с искровым зажиганием, на грузовых и автобусах – дизельные ДВС;

б) *степень сжатия*. Зависит от способа смесеобразования и рода топлива с учетом быстроходности ДВС, системы охлаждения и др. Для бензиновых ДВС степень сжатия ограничивается детонационной стойкостью топлива (от 6 до 12, у грузовых автомобилей ближе к 6, у легковых автомобилей – больше 7, а с воздушным охлаждением иногда меньше 7). У ДВС с впрыском топлива до 12, редко до 13. У дизельных ДВС - в диапазоне от 14 до 23. Степень сжатия свыше 23 приводит к высоким давлениям сгорания, падению механического КПД и утяжелению конструкции. Выбор степени сжатия у дизельных ДВС определяется формой камеры сгорания и способом смесеобразования. С неразделенной камерой сгорания и объемным смесеобразованием - в пределах от 16 до 23, с вихревой камерой – от 16 до 21, с полуразделенной камерой – от 17 до 22, с турбонаддувом – от 20 до 25 и выше.

в) *среднее эффективное давление*. Характеризует степень совершенства рабочего процесса и конструкции ДВС. У бензиновых ДВС p_e равно от 0,6 МПа до 1,2 МПа, у дизельных ДВС без наддува – от 0,65 МПа до 0,85 МПа, у дизельных ДВС с наддувом – от 0,7 МПа до 2,0 МПа.

г) *тактность*. Большинство автомобильных ДВС выпускается четырехтактными – обладают рядом преимуществ и наличие большего опыта их конструирования и эксплуатации. В основном двухтактный цикл применяется в мотоциклетных ДВС, пусковых двигателях дизельных ДВС, лодочных, судовых, тепловозных и стационарных ДВС.

2) Динамические параметры

а) *частота вращения коленчатого вала* обусловлена специфическими требованиями к каждому типу ДВС и его динамическим качествам. Частота вращения коленчатого вала ДВС легковых автомобилей находится в пределах от 4000 мин⁻¹ до 7000 мин⁻¹, грузовых дизельных ДВС от 2000 мин⁻¹ до 4000 мин⁻¹, бензиновых ДВС грузовых автомобилей – от 3500 мин⁻¹ до 6000 мин⁻¹. Дефорсаж обеспечивается в целях снижения инерционных нагрузок и повышения моторесурса.

б) *средняя скорость поршня* является критерием быстроходности ДВС. Если средняя скорость поршня $U_{n.cр} < 6,5$ м/с – ДВС считается тихоходным, в ином случае – быстроходный. Все автомобильные ДВС быстроходные. С увеличением скорости возрастают механические потери, повышается тепловая напряженность, сокращается срок службы ДВС, что вызывает необходимость в применении более совершенных технологий и конструкционных и эксплуатационных материалов.

Для бензиновых ДВС легковых автомобилей средняя скорость поршня $U_{n.cр}$ находится в пределах от 12 м/с до 20 м/с, для бензиновых ДВС грузовых автомобилей $U_{n.cр}$ от 9 м/с до 16 м/с, для автомобильных дизельных ДВС $U_{n.cр}$ от 7 м/с до 13 м/с.

3) Параметры конструктивных особенностей

а) *число цилиндров*. В Европе распространены четырех- и шестицилиндровые ДВС, в США – восьмицилиндровые ДВС. При особо высоких требованиях к массе и габаритах число цилиндров достигает 12 и крайне редко 16. С увеличением числа цилиндров повышается возможности форсирования ДВС по частоте вращения, улучшаются пусковые качества и проще решаются вопросы уравнивания. Однако повышаются механические потери и ухудшаются экономические показатели.

В зависимости от литража ДВС: при числе цилиндров $i = 4$ бензиновый ДВС имеет рабочий объем V_l в среднем от 0,7 дм³ до 2,2 дм³; дизельный ДВС - V_l от 4 дм³ до 8 дм³; при $i=6$ бензиновый ДВС имеет V_l от 2,0 дм³ до 5,6 дм³; дизельный - V_l до 20 дм³.

б) *расположение цилиндров.* Автомобильные ДВС в большинстве многоцилиндровые. По относительному расположению цилиндров различают однорядные и двухрядные ДВС.

Однорядные ДВС – наиболее просты с конструктивной, технологической и эксплуатационной точек зрения. Недостаток – большие габариты ДВС с увеличением числа цилиндров i , особенно его длина. Продольные оси цилиндров могут быть расположены:

- вертикально;
- горизонтально – на автобусах (ДВС легко размещается под полом салона), понижается общий центр тяжести машины, что важно для специальных машин;
- наклонно – удобный доступ к узлам и деталям при техническом обслуживании, а также расширяют компоновочные возможности моторного отсека в целом.

Если угол наклона при двухрядном расположении цилиндров составляет 180° , ДВС называют оппозитными, при угле развала менее 180° – V-образными. V-образные ДВС нашли широкое применение на грузовых автомобилях. Преимущества: малые масса и габариты (компактность); повышенный механический КПД, высокая жесткость корпусных деталей коленчатого и кулачкового валов – более высокие частоты и повышенная надежность.

У большинства современных ДВС не более шести цилиндров на один ряд. Поэтому при выборе расположения цилиндров можно руководствоваться следующим: при $i \leq 6$ – рядное, при $i \geq 6$ – V – образное.

в) *размеры цилиндра.* Диаметр и ход поршня – основные конструктивные параметры ДВС. Бензиновые ДВС легковых автомобилей имеют обычно диаметр цилиндра D от 60 мм до 100 мм, бензиновые ДВС грузовых автомобилей – D от 70 мм до 110 мм, автомобильные дизельные ДВС от 80 мм до 130 мм.

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D (показатель S/D) находится в следующих пределах: – для бензиновых ДВС от 0,8 до 1,1; для дизельных ДВС от 0,9 до 1,2.

Для дизельных ДВС характерно соотношение S/D больше 1. Для бензиновых ДВС часто менее 1, что позволяет увеличить наполнение цилиндра ДВС из-за возможности увеличения размеров впускных клапанов, понизить средние скорости поршня, что оказывает заметное влияние на механические потери в ДВС. Однако это приводит к более высокому давлению газов на поршень, ухудшению условий смесеобразования и увеличению габаритной длины ДВС.

г) *отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ* . Для современных ДВС λ находится в пределах от 0,24 до 0,31. При увеличении λ ($R - const, L - var$):

- увеличивается максимальный угол β – необходимость в нижней части цилиндра делать вырезы;
- увеличиваются силы N – потери на трение и износ цилиндра.
- увеличиваются силы инерции P_{j2} ;
- снижаются габариты по высоте, вес ДВС и вес шатуна – единственное преимущества.

д) *тип охлаждения*. При выборе жидкостного и воздушного типа необходимо руководствоваться условиями эксплуатации, традициям, установившихся в данной области техники, возможностью обеспечения хороших пусковых качеств при низких температурах и т.д. Наибольшее распространение с жидкостным охлаждением. Преимущества воздушного охлаждения – несложное обслуживание, надежность в эксплуатации, меньший вес и простота конструкции.

4) Мощностные параметры

Номинальная мощность – эффективная мощность, гарантируемая заводом-изготовителем для определенных условий работы. Для автотракторных ДВС это максимальная мощность при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Мощность современных автотракторных ДВС составляет в среднем от 15 кВт до 500 кВт.

Для ориентировочного определения мощности N_e в кВт можно воспользоваться двумя способами:

- 1) по удельным мощностям ДВС по формуле

$$N_e = m_a N_{y\partial}, \quad (15.1)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг;

$N_{y\partial}$ – удельная мощность ДВС, кВт/кг.

Для легковых автомобилей удельная мощность ДВС $N_{y\partial}$ составляет от 0,040 кВт/кг до 0,055 кВт/кг; для грузовых – от 0,009 кВт/кг до 0,010 кВт/кг; для автобусов – от 0,010 кВт/кг до 0,012 кВт/кг.

2) из уравнения баланса сил, действующих на движущиеся по прямой поверхности АТС:

$$N_e = \frac{V_{a\max} (\varphi \cdot g \cdot m_a + k_g \cdot F \cdot V_{a\max}^2)}{1000 \eta_T}, \quad (15.2)$$

где $V_{a\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с;

φ – коэффициент суммарного сопротивления дороги (асфальтобетонное покрытие); для легковых автомобилей $\varphi = 2 \cdot 10^{-7} V_{a\max}^2$; для грузовых автомобилей и автобусов $\varphi = 0,015 + 6 \cdot 10^{-6} V_{a\max}^2$;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

m_a – полная масса автомобиля, кг;

$\eta_T = 0,85 \dots 0,9$ – КПД трансмиссии;

k_g – коэффициент обтекаемости, Н·с²/м⁴; для легковых автомобилей k_g от 0,2 Н·с²/м⁴ до 0,3 Н·с²/м⁴; для грузовых автомобилей k_g от 0,5 Н·с²/м⁴ до 0,7 Н·с²/м⁴; для автобусов k_g от 0,35 Н·с²/м⁴ до 0,45 Н·с²/м⁴;

F – лобовая площадь АТС, м² (для легковых автомобилей F от 1,5 м² до 2,0 м²; для грузовых автомобилей F от 3,0 м² до 6,5 м²; для автобусов k_g от 3,0 м² до 7,5 м²).

15.4 Оценочные показатели ДВС

1) Мощностные

а) литровая мощность:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau}, \text{ кВт/л}; \quad (15.3)$$

б) поршневая мощность:

$$N_n = \frac{N_e}{i \cdot F_n} = N_{\text{л}} \cdot S = \frac{p_e \cdot U_{n.cp}}{\tau}, \text{ кВт/дм}^2; \quad (15.4)$$

в) удельная мощность:

$$N_{y\partial} = \frac{N_e}{m_a}, \text{ кВт/кг}, \quad (15.5)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг.

2) Массогабаритные

а) литровая масса:

$$g_{\text{л}} = \frac{m_{\partial\partial}}{i \cdot V_h}, \text{ кг/л}, \quad (15.6)$$

где $m_{\partial\partial}$ – масса сухого ДВС (без охлаждающей жидкости и масла), кг;

б) удельная масса:

$$g_N = \frac{m_{\text{ов}}}{N_e}, \text{ кг/кВт.} \quad (15.7)$$

Таблица 15.1 – Значение основных показателей ДВС

Тип ДВС	Показатель			
	N_L , кВт/л	N_n , кВт/дм ²	g_L , кг/л	g_N , кг/кВт
Бензиновый	20 - 50	22 - 41	50 - 120	1,3 - 7
Дизельный без наддува	12 - 20	11 - 20	30 - 150.	2,8 - 10

3) *Надежности (по критериям теплонапряженности):*

- критерий Б. Я. Гинцбурга:

$$N_{II}' = \frac{10N_e}{iD}, \quad (15.8)$$

- критерий А. К. Костина:

$$q_{II} = 0,010452 v_{n.c.p}^{0,5} \left(\frac{p_e g_e T_k}{T_0} \right)^{0,55} \left(\frac{D}{p_k \eta_v} \right)^{0,35}. \quad (15.9)$$

У современных ДВС N_{II}' находится в пределах от 1,3 кВт/см до 2,8 кВт/см, а q_{II} от 3,5 до 9,0.

4) *Токсичности.* Выбросы должны быть не более, в г/(кВт·ч): $CO - 7,0$; $CH - 2,4$; $NO_x - 13,5$.

5) *Топливной экономичности.* ДВС должен обеспечивать конкретному автомобилю минимальный расход топлива при максимальной производительности.

а) Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч):

$$g_e = \frac{1000G_T}{N_e}, \quad (15.10)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Недостаток показателя g_e – его зависимость от нагрузочно-скоростного режима. Также нельзя использовать на холостом ходе, поскольку $N_e = 0$ и g_e тогда становится бесконечно большим. Кроме того, есть данные только по g_e на номинальном режиме и $g_{e.min}$ по внешней скоростной характеристике.

б) Удельный часовой расход топлива g_h в кг/(дм³·час):

$$g_h = \frac{G_T}{i \cdot V_h}. \quad (15.11)$$

в) Удельный цикловой расход топлива $g_{\text{цх}}$ в мг/дм³:

$$g_{\text{цх}} = \frac{10^6 G_T}{30n \cdot i \cdot V_h}. \quad (15.12)$$

15.5 Расчетные режимы работы ДВС

Основными нагрузками, действующими на детали ДВС, являются силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия от упругих колебаний и тепловых нагрузок.

Величина и характер изменения основных нагрузок на детали ДВС зависят от эксплуатационного режима работы. Выбор самого напряженного режима рассчитываемой детали является наиболее ответственной задачей расчета деталей. Обычно рассчитывают детали для режимов, на которых они работают в наиболее тяжелых условиях.

Для бензиновых ДВС за основные расчетные режимы принимают режимы:

- режим максимального крутящего момента M_{max} при частоте вращения $n_M = (0,5 - 0,6) n_N$, когда давление газов в цилиндре достигает наибольшего значения p_{zmax} , а силы инерции сравнительно малы;

- режим номинальной мощности N_{eN} при частоте n_N , когда все расчеты деталей производятся от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;

- режим разносной частоты вращения на холостом ходе $n_{разн} = (1,15 - 1,40) n_N$, когда силы инерции достигают наибольших значений, а давление газов незначительно или даже равно нулю.

Для быстроходных дизельных ДВС принимают расчетные режимы:

- режим номинальной мощности N_{eN} при частоте вращения n_N , когда давление газов в цилиндре достигает наибольшего значения p_{zmax} , а детали рассчитывают от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;

- максимальной частоты вращения на холостом ходу $n_{х.хmax} = (1,04 - 1,07) n_N$, когда силы инерции достигают наибольших значений.

Для бензиновых ДВС величину p_{zmax} определяют или по тепловому расчету для режима максимального крутящего момента, или принимают $p_{zmax} \approx p_z$ для режима номинальной мощности (без учета скругления индикаторной диаграммы). Инерционными силами при этом пренебрегают.

При расчете на режиме номинальной мощности условно принимают, что максимальная газовая сила P_z действует совместно с максимальной инерционной силой в ВМТ (P_z с учетом скругления индикаторной диаграммы). На режиме максимальной частоты на холостом ходу давлением газов пренебрегают.

15.6 Основные положения расчета деталей

При расчете деталей во многих случаях пользуются условными расчетами, отображающими действительные условия работы деталей с той или иной степенью приближенности, а некоторых случаях для ориентировочного определения размеров деталей применяют эмпирические формулы.

Основные причины неточности и условности этих расчетов следующие:

1) трудность, а часто и невозможность определения величины, характера действия и характера распределения по сечениям детали нагружающих ее усилий.

Так, если величину и характер изменения сил давления газов и сил инерции найти сравнительно легко, то определение характера их воздействия на деталь (характер приложения, скорость изменения величины, продолжительность действия и т.д.) связано со значительными затруднениями. Трудно также определить нагрузки, возникающие при упругих колебаниях детали, температурные нагрузки, а также нагрузки, возникающие при сборке сложных деталей – при затяжке болтов, соединении элементов детали путем запрессовки;

2) большинство деталей подвергаются переменной нагрузке;

3) введение изменений в схему действия сил и схему их приложения с целью упрощения расчета (расчет коленчатого вала как разрезной балки, расчет днища поршня как равномерно нагруженной круглой пластинки, свободно опирающейся на кольцевую опору и т.д.);

4) трудность учета влияния на работу ДВС жесткости деталей;

5) трудность выбора допускаемых напряжений, на величину которых влияют многие факторы (конструктивная форма детали, технологический процесс изготовления, влияние зазоров, посадок, допусков и т.д.);

6) отсутствие действительной картины распределения напряжений в материале рассчитываемой детали;

7) невозможность точного определения влияния состояния поверхности, качества обработки (механической и термической), размеров детали и т.д. на величину возникающих напряжений.

Несмотря на отмеченные недостатки, существующие расчеты деталей представляют значительную ценность.

Применяются следующие виды расчетов деталей ДВС: расчет на прочность, расчет на жесткость, расчет на износ, расчет на упругие колебания, расчет деталей на тепловую напряженность.

Расчет на прочность. Как и другие виды рассматриваемых расчетов (за исключением расчета на тепловую напряженность), этот расчет состоит из:

- определения опасных режимов работы ДВС и опасных нагрузок и положений рассчитываемой детали;
- определения возникающих в детали при этих условиях напряжений и сравнение этих напряжений с допускаемыми.

В прошлом расчет на прочность деталей ДВС производился в предположении статического действия сил, хотя большинства этих деталей работает при действии переменных нагрузок. Предельными напряжениями, при которых такие детали могут надежно работать, являются напряжения, определяемые из условий усталостной прочности материала. Величина этих напряжений зависит не только от материала и его структуры, но и от ряда других факторов, влияние которых учесть расчетом не всегда возможно: характер изменения прилагаемой нагрузки, форма и размеры детали, способы механической и термической обработки, состояние поверхности, форма переходов и сопряжений и другие факторы.

Расчет на усталостную прочность применяется для ряда ответственных деталей (коленчатый вал, шатун, поршневой палец и др.).

Расчет на жесткость. Для большинства деталей ДВС расчет на жесткость является более важным, чем расчет на прочность. Расчет на жесткость бывает еще более условным, чем на прочность. Быстрый износ, заедание и даже поломки являются следствием недостаточной жесткости деталей. Расчету на жесткость пока поддаются лишь некоторые детали ДВС – распределительный вал, головки шатуна, гильзы цилиндров. На практике необходимую жесткость обеспечивают выбором меньших допускаемых напряжений, что связано в большинстве случаев с увеличением размеров и веса деталей и применением некоторых конструктивных мероприятий (усилительные ребра, пояса и т.д.)

Расчет на износ. Расчет трущихся деталей на износ обычно сводится к определению максимальных и средних удельных давлений на соприкасающиеся поверхности этих деталей. В некоторых случаях, как например, при построении диаграмм предполагаемого износа шеек коленчатого вала, необходимо определять

изменение давлений по величине и направлению за рабочий цикл ДВС. Кроме величины удельного давления на износ ДВС влияют многие факторы, в том числе тепловое состояние ДВС, конструкция, жесткость, относительная скорость движения соприкасающихся поверхностей, качество и количество подаваемого масла, давление в масляном слое и т.д. Учесть с достаточной точностью влияние всех перечисленных факторов на износ расчетом невозможно. Вследствие этого при проектировании двигателя осуществляется ряд проверенных на практике технологических и конструктивных мероприятий, уменьшающих его износ. Например, подбор выгодного сочетания материалов трущихся пар, обеспечение необходимой конструктивной их формы и жесткости, обеспечение быстрого прогрева ДВС при пуске, поддержание во время работы ДВС заданного теплового состояния, подбор необходимого сорта масла и т.д.

Расчет на упругие колебания. Увеличение оборотности и числа цилиндров современных ДВС привело к увеличению частоты периодически изменяющихся сил, нагружающих детали ДВС, и тем самым к увеличению частоты вынужденных колебаний.

С другой стороны, увеличение допускаемых напряжений и улучшение качества материалов деталей обычно приводит к уменьшению их размеров и жесткости и частоты свободных упругих колебаний.

Эти обстоятельства облегчают наступление резонанса, при котором амплитуды колебаний и напряжений в материале детали сильно увеличиваются. Вследствие этого детали, не обладающие достаточной жесткостью, рассчитывают на упругие колебания.

Расчет на упругие колебания заключается:

- в определении условий, при которых наступает резонанс,
- в подсчете резонансных амплитуд колебаний масс и напряжений, возникающих в материале детали,
- в определении при необходимости способов предотвращения или уменьшения опасности резонансных колебаний.

Рассчитываются на упругие колебания коленчатый вал, шатун, клапанные пружины, распределительный вал.

Расчет на тепловую напряженность. Расчет заключается в определении рабочего теплового состояния деталей и соответствующих этому состоянию тепловых напряжений, в определении интенсивности проходящего через детали теплового потока, в вычислении тепловых зазоров между деталями, в определении форм деталей, обеспечивающих наилучшие условия отвода тепла.

В первую очередь расчету подвергаются поршневая группа, головка и стенки цилиндров, коленчатый вал, выпускные клапаны, а также сложные детали, изготовленные из материалов с неодинаковыми коэффициентами линейного расширения.

15.7 Контрольные вопросы

1. Какова актуальность подбора ДВС для автотранспортной техники.
2. Назовите принципы подбора ДВС по критериям типа двигателя.
3. Назовите принципы подбора ДВС максимальной мощности.
4. Назовите принципы подбора ДВС частоты вращения коленчатого вала.
5. Назовите принципы подбора ДВС типа системы охлаждения.
6. Назовите принципы подбора ДВС по критериям экономичности.
7. Назовите принципы подбора ДВС по критериям токсичности.
8. Назовите принципы подбора ДВС по критериям виброакустических характеристик.
9. Назовите принципы подбора ДВС по критериям пусковых качеств.
10. Назовите принципы подбора ДВС по критериям надежности.
11. Назовите расчетные режимы ДВС.
12. Назовите основные причины неточностей и условностей расчетов деталей ДВС.
13. Назовите основные положения расчета деталей на прочность.

Часть II. Эксплуатация автомобильных ДВС

1 Диагностирование ДВС

1.1 Основные принципы диагностирования автомобильных ДВС

На этапе технической эксплуатации поддержание работоспособности автомобильных ДВС обеспечивается системой технического обслуживания и ремонта, в которой важную роль играет диагностирование подвижных сопряжений.

Выделяют следующие основные принципы диагностирования автомобильных ДВС.

1) Необходимыми и достаточными условиями для прогнозирования развития процессов в сопряжениях ДВС при установившемся режиме работы, являются:

- аналитические зависимости, описывающие закономерности изменения технического состояния сопряжений от пробега автомобиля;
- предельное значение параметра технического состояния сопряжения;
- простые, надежные, достоверные и точные способы определения технического состояния сопряжений за прошлый период и в настоящий момент.

2) Результативность, качество, достоверность и точность прогнозирования, затраты на его осуществление зависят от выбранного метода прогнозирования, принятой математической модели, числа данных, методики определения параметров принятой зависимости, обоснованности критерия предельного состояния сопряжения двигателей, его основных сопряжений, качества исходных данных.

3) Современное диагностирование рассматривается не как процесс регистрации технического состояния в заданный момент, а как метод анализа изменения технического состояния под влиянием внешнего фактора при тестовом воздействии по одному или нескольким структурным параметрам, главным образом интенсивности изнашивания.

4) Необходимо выполнять требования повышения качества получаемой информации за счет достоверности и точности измерения диагностического

признака, что особенно проявляется при разработке методики экспериментального исследования влияния конкретного фактора на интенсивность изнашивания деталей и изменения их геометрической формы. Исследование износа деталей в процессе эксплуатации является высшей формой диагностирования.

5) При диагностировании конкретного сопряжения в заданный момент необходимо, прежде всего, количественно охарактеризовать техническое состояние с высокой достоверностью и точностью при малых затратах на диагностирование. Важно повышать адекватность прогностической модели, в основе которой должно быть аналитическое описание физических процессов изменения технического состояния.

6) Необходимо обеспечить высокий уровень стабильности измерения диагностического параметра на основе методов оптимизации режима работы двигателя, которые бы приводили бы при тестовом диагностировании к одному режиму, или хотя бы обеспечивали работу двигателя в узком интервале режима.

7) Критерием эффективности технического диагностирования является снижение затрат на поддержание работоспособности двигателя на основе полученной достоверной информации о техническом состоянии с высокой точностью в заданных эксплуатационных условиях по результатам непрерывного контроля параметров технического состояния и переработки полученной информации.

1.2 Процесс диагностирования автомобильных ДВС

В эксплуатации показатели технического и трибологического состояний подвижных сопряжений ДВС по сравнению с первоначальными (после окончания приработки) изменяются.

Так, закономерность увеличения износа шеек и вкладышей подшипников коленчатого вала от пробега автомобиля имеет экспоненциальный вид:

$$S = S_0 e^{bl}, \quad (1.1)$$

где S_0 – износ детали после окончания приработки;

b – коэффициент интенсификации износа, тыс. км⁻¹;

l – пробег, тыс. км.

Параметры закономерности износа деталей подвижных сопряжений изменяются в широких пределах в зависимости от условий эксплуатации. Так, интенсивность изнашивания вкладышей и шеек во многом зависит от показателей смазочного процесса. Изнашивание приводит к увеличению диаметрального зазора, что способствует снижению несущей способности смазочного слоя, уменьшению его минимальной толщины, увеличению вероятности ее разрушения и, соответственно, увеличению продолжительности контактного взаимодействия трущихся поверхностей. На несущую способность смазочного слоя в подшипнике, кроме изменения величины диаметрального зазора, в эксплуатации влияет ряд факторов: температура и давление масла на входе в подшипник, внешняя нагрузка на подшипник, частота вращения вала, исходная вязкость масла.

Если допустить, что диаметральный зазор изменяется при эксплуатации, а другие факторы являются неизменными на некотором уровне, то можно сделать заключение, что изменение технического состояния подшипников коленчатого вала влияет на состояние смазочного процесса. Для количественной оценки состояния смазочного процесса могут использоваться показатели, которые являются критериями отказа подшипников, т. е. признаками нарушения их состояния, при котором они способны выполнять заданные функции.

При решении взаимосвязанных задач определения вида технического состояния, поиска места и причин отказов, прогнозирования технического состояния подвижных сопряжений с целью поддержания работоспособности и обеспечения эффективности эксплуатации автомобилей используется соответствующее *диагностическое обеспечение*.

Существующая номенклатура диагностического обеспечения подвижных сопряжений сформирована из комплексов правил, методов, алгоритмов и средств технического диагностирования по различным прямым и косвенным диагностическим параметрам, и отражена в нормативно-технической документации.

Типовая схема процесса технического диагностирования представлена на рисунке 1.1.



P – диагностический параметр (P'' , P_H , P_D , P_P – текущее, номинальное, допускаемое и предельное значение параметра); X – техническое состояние; dX – изменение технического состояния; D – датчики диагностирования; Y – устройства усиления сигнала; L – измерение технического состояния

Рисунок 1.1 – Процесс технического диагностирования

Общий процесс диагностирования технического состояния подвижных сопряжений включает: тестовое воздействие на объект, измерение диагностических параметров, обработку полученной информации и постановку диагноза.

Тестовое воздействие на объект диагностирования осуществляется либо в процессе работы двигателя на автомобиле, либо при использовании соответствующих приводных устройств (обкаточно – тормозных стендов). Тестовые воздействия должны обеспечивать получение информации о техническом состоянии объекта диагностирования при оптимальных трудовых и материальных затратах.

1.3 Диагностические параметры

Важнейшим направлением развития технических средств контрольно-диагностических работ является повышение достоверности и точности постановки диагноза о техническом состоянии двигателя без его разборки. Поэтому

диагностирование осуществляют по внешним признакам технического состояния, которые количественно оценивают *диагностическими параметрами*.

К структурным (прямым) параметрам, от которых главным образом зависят рабочие процессы двигателя и его отдельных систем, относятся:

- геометрические размеры подверженных изнашиванию деталей;
- форма деталей и состояние их поверхностей;
- зазоры в сопряжениях и т. д.

Диагностическими параметрами являются выходные характеристики рабочих процессов агрегатов, а также функционирования объектов на рабочих режимах. Эти параметры дают обобщенную информацию о техническом состоянии диагностируемого объекта. Для определения вида неисправности дополнительно используют в качестве диагностических параметров характеристики сопутствующих процессов - температуру и скорость изменения, рост концентрации в масле продуктов износа. Разработка необходимого и достаточного количества диагностических параметров является сложной инженерной и научной задачей.

По объему и характеру передаваемой информации диагностические параметры классифицируют на частные, общие и взаимозависимые.

Частные диагностические параметры независимо от других указывают на техническое состояние конкретного диагностируемого объекта. Общие диагностические параметры характеризуют техническое состояние диагностируемого объекта в целом. Взаимозависимые диагностические параметры оценивают объект по совокупности нескольких измеренных параметров.

По содержанию передаваемой информации диагностические параметры разделяют на три группы:

- параметры, дающие информацию о техническом состоянии объекта, но не характеризующие его функциональные возможности;
- параметры, дающие информацию о функциональных возможностях объекта, но не дающие информацию о его техническом состоянии;
- параметры, дающие информацию, как о техническом состоянии объекта, так и о его функциональных возможностях.

Закономерность изменения диагностического параметра по наработке (пробегу) должна соответствовать изменению параметра X технического состояния; при этом диагностические параметры должны обладать следующими свойствами: чувствительностью, информативностью, полнотой контроля, однозначностью и стабильностью. Изменение диагностического параметра происходит от начального $П_H$, часто через приработочное $П_{ПР}$, до предельного значения $П_D$.

Постановка диагноза, т. е. заключение о техническом состоянии подвижных сопряжений, имеет цель определить их пригодность к эксплуатации в настоящее время и в будущем за время пробега до очередного обслуживания.

В большинстве случаев для постановки диагноза достаточно сравнить фактическое значение параметра с предельным или допускаемым уровнем. Поэтому в основном применяются приборы и инструменты, имеющие шкалы, стрелочные устройства, индикаторы, позволяющие выявить фактическое состояние параметра. Если величина диагностического параметра однозначно определяет техническое состояние объекта, для упрощения постановки диагноза применяют индикаторные лампы, загорающиеся или гаснущие при неисправности, а также на шкалах приборов выделяют зоны или уровни значений, соответствующие исправному состоянию узла.

Техническое состояние подвижных сопряжений автомобильных ДВС не всегда можно оценить величинами параметров, необходимо знать и, следовательно, измерять закономерности изменения параметров на различных режимах работы. Перспективной является установка на двигателе встроенных датчиков, присоединительные разъемы от которых для подключения универсальной диагностической аппаратуры целесообразно концентрировать в объединенные блоки.

Согласно ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний, в таблице 1.2 представлена номенклатура диагностических параметров подшипников скольжения КШМ. На основе инженерного изучения объекта диагностирования составлена схема структурно-следственных связей системы диагностирования подшипников скольжения (рисунок 1.2).

Таблица 1.2 – Диагностические параметры подшипников КШМ

Диагностический параметр	
Прямой (структурный)	Косвенный (функционально зависимый от структурного)
1. Зазор между шейками коленчатого вала и коренными подшипниками, мм	Характеристики вибрации, м/с^2 (м/с, дБ). Давление масла в главной масляной магистрали, кПа (кгс/см^2). Качественный и количественный состав элементов износа в масле – по ГОСТ 20759-75.
2. Зазор между шейками коленчатого вала и шатунными подшипниками, мм	Свободный ход поршня относительно оси коленчатого вала, мм. Характеристики вибрации, м/с^2 (м/с, дБ). Качественный и количественный состав элементов износа в масле – по ГОСТ 20759-75.



Рисунок 1.2 – Схема структурно-следственных связей системы диагностирования подшипников скольжения

О техническом состоянии подшипников коленчатого вала автомобильного ДВС судят по структурным параметрам – диаметральному зазору, состоянию антифрикционного слоя, и диагностическим параметрам - давлению масла в масляной магистрали системы смазки, стукам и шумам в подшипниках работающего двигателя, содержанию частиц износа в масле, условиям трения.

Распространенным на практике диагностическим параметром смазочной системы и подшипников коленчатых валов в частности является давление масла в главной масляной магистрали. Однако давление масла зависит от многих факторов, что снижает пригодность использования давления масла как параметра оценки технического состояния подшипников коленчатых валов.

1.4 Методы и средства диагностирования подшипников коленчатого вала автомобильных ДВС

Оценка зазора в подшипнике по стукам и шумам является субъективной, зависящая от опыта проверяющего.

Оценка зазора в подшипнике масляным индикатором осуществляется прокачкой масла через подшипник, а о зазоре судят по сопротивлению выхода масла из подшипника. Метод довольно сложный и результаты малодостоверны, так как количество протекающего масла будет определяться в основном сопротивлением входу масла в коренной и шатунный подшипники, зазором в коренном подшипнике.

Разработаны прямые методы непосредственного измерения зазоров при помощи индикатора в сопряжениях коленчатый вал-подшипник, втулка верхней головки шатуна - поршневой палец. Измерить зазоры в кривошипно-шатунной группе сопряжений двигателя можно при помощи разработанного ГосНИТИ устройства КИ-13933-ГосНИТИ, состоящего из направляющей, механизма подачи струны, индикатора часового типа, скобы, струны и винта фиксации струны. Зазор в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма определяют по разнице положений при пусковой и максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Рекомендуется о зазорах в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма судить по суммарному зазору только в последнем цилиндре.

Рассмотрим способ контроля зазора в подшипниках ДВС. Замеры проводятся путем подвода воздуха в гарантированный монтажный зазор шатунного подшипника между шейкой коленчатого вала и вкладышами по расходу воздуха в системе сопло-заслонка, где функцию заслонки выполняет рабочая поверхность вкладыша, индикатор показывал величину зазора. Применение данного способа возможно при стендовых испытаниях, поскольку требуются доработки в коленчатом вале двигателя по изготовлению воздушных каналов и монтажу измерительной системы сопло-заслонка на шатунную шейку.

Обзор нормативно-методической базы технического диагностирования, научных информационных источников по тематике исследуемой проблемы показал, что диагностическое обеспечение современных методов диагностирования подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей имеет хорошо разработанную техническую и методическую базы, однако имеют ряд недостатков, связанных с использованием дорогостоящего и сложного оборудования, высокой трудоемкостью, необходимости разборки двигателя, снижающих эффективность их применения для решения практических задач на автомобильном транспорте.

Диагностическое обеспечение подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей с учетом развития современных электронных систем нуждается как в методическом, так и в техническом совершенствовании, направленном на повышение достоверности и точности постановки диагноза с одновременным улучшением технико-экономических показателей и показателей приспособленности диагностирования.

1.5 Перспективы совершенствования диагностического обеспечения подшипников коленчатого вала автомобильных ДВС

Проведенный анализ вопроса диагностирования подшипников коленчатого вала автомобильных ДВС, позволяет сделать следующие выводы.

1. Известные методы диагностирования не позволяют достоверно, оперативно и с малыми затратами оценить техническое состояние подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей.

2. Изменяющееся в эксплуатации техническое состояние подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей оказывает непосредственное влияние на условия протекания смазочного процесса в них, вследствие чего, оценочные показатели смазочного процесса могут выступать не только для оценки его функциональных возможностей, но и для достоверного определения технического состояния подшипников.

3. Перспективным представляется теоретическое обоснование и экспериментальное исследование возможности использования параметров смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала в качестве диагностических параметров. Показатели смазочного процесса, например, характеристики состояния смазочного слоя, могут являться техническими критериями отказа подшипников, т. е. признаками нарушения их состояния, при котором они способны выполнять заданные функции.

4. В связи с этим, совершенствование диагностического обеспечения для более достоверного и оперативного определения и прогнозирования технического состояния подшипников коленчатого вала по показателям смазочного процесса является актуальной задачей.

1.1 Контрольные вопросы

1. Что считается необходимыми и достаточными условиями для прогнозирования развития процессов в сопряжениях ДВС?

2. От каких факторов зависят результативность, качество, достоверность и точность прогнозирования развития процессов в сопряжениях ДВС, затраты на его осуществление?

3. За счет чего возможно выполнить требования повышения качества получаемой информации о процессах в сопряжениях ДВС?

4. Почему важно повышать адекватность прогностической модели технического состояния сопряжений ДВС?
5. За счет чего возможно обеспечить высокий уровень стабильности измерения диагностического параметра?
6. Что является критерием эффективности технического диагностирования ДВС?
7. Какие задачи решает диагностирование?
8. Что составляет диагностическое обеспечение?
9. Опишите типовую схему процесса технического диагностирования.
10. Каково назначение тестового воздействия на объект диагностирования?
11. Что называют диагностическим параметром?
12. Назовите диагностические параметры подшипников скольжения КШМ.
13. Опишите структурно-следственные связи системы диагностирования подшипников скольжения.

2 Топливная экономичность автомобильных ДВС

2.1 Общие сведения

В настоящее время все большее внимание уделяется снижению потребления углеводородных топлив нефтяного происхождения ввиду повышения стоимости нефти и снижения ее общемировых запасов. Причем, на долю транспорта потребление топлив нефтяного происхождения приходится около 60 % от всего количества топлив.

В соответствии с ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний» устанавливаются следующие показатели и характеристики топливной экономичности автотранспортных средств (АТС):

1) контрольный расход топлива – это осредненный расход топлива при заданных режимах движения АТС;

2) расход топлива в магистральном цикле на дороге;

3) расход топлива в городском цикле на дороге – это расход топлива, полученный на прямой горизонтальной дороге при регламентированных режимах движения, имитирующих магистральные (городские) эксплуатационные режимы;

4) расход топлива в городском цикле на стенде – это расход топлива, полученный при имитации городского движения на стенде в соответствии с международными требованиями (европейский цикл);

5) топливная характеристика установившегося движения – это зависимость расхода топлива от скорости при установившемся движении АТС на данной передаче на горизонтальной дороге с твердым гладким покрытием;

6) топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге – это зависимость расхода топлива и средней скорости от допускаемой при движении АТС на магистральнохолмистой дороге с заданной характеристикой при заданном режиме.

Применяемость показателей и характеристик по видам испытаний и типам АТС определяется соответствующими программами испытаний.

Наиболее часто используют такое понятие, как путевой расход топлива, измеряемый в литрах на 100 км пройденного пути АТС. Реже, в основном при доводочных и приемочных испытаниях ДВС могут использоваться удельный эффективный, удельный цикловой, часовой и мгновенный расходы топлива.

2.2 Факторы, влияющие на топливную экономичность автомобильных ДВС

Рассмотри более подробно факторы, влияющие на топливную экономичность ДВС.

Процесс смесеобразования в цилиндрах ДВС, состав смеси, а также ее воспламенение в наибольшей степени обуславливают топливную экономичность ДВС.

На процесс смесеобразования влияет состояние системы питания ДВС, при неисправности некоторых элементов расход топлива может увеличиваться до 30%. Например, при нарушении оптимального уровня топлива в поплавковой камере карбюратора на один миллиметр в ту или иную сторону ведет к увеличению расхода топлива на величину от 2 % до 3 %. Установка оптимальной частоты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода позволит снизить расход на величину от 3 % до 4 %, неисправность экономайзера (потеря его герметичности или раннее его открытие) ухудшает экономичность на величину от 4 % до 10 %.

В дизельных ДВС на процесс смесеобразования, а особенно воспламенения, влияет величина давления в конце сжатия. По мере износа ЦПГ это давление неизбежно снижается, что ведет к ухудшению процесса сгорания и увеличению потерь тепла через стенки камеры сгорания и с отработавшими газами. Износ ЦПГ и топливной аппаратуры дизельного ДВС приводит к значительным нарушениям нормального процесса сгорания за счет обогащения смеси, изменения углов опережения и снижения давления впрыска топлива. Коэффициент избытка воздуха при этом может снижаться до 1, в результате чего увеличивается неполнота

сгорания, повышается дымность выпуска, резко ухудшаются пусковые качества и экономичность.

На воспламенение смеси также значительное влияние оказывает и система зажигания. Например, из-за нарушений в работе в системе зажигания расход горючего может превышать оптимальные значения на величину от 50 % до 80 %. Так, при отклонении угла опережения зажигания на 5 градусов от оптимального происходит увеличение расхода топлива примерно на 3 %, а на 10 градусов – до 10 %. Также немаловажную роль играет правильный выбор свечей зажигания по калильному числу. Например, при пониженных тепловых режимах следует использовать более «горячие» свечи с меньшим калильным числом и наоборот. Это связано с тем, что при низком тепловом режиме температура электродов свечей ниже оптимальной и снижается эффективность их самоочистки. Это ведет к повышенному нагарообразованию и возникновению пропусков искровых разрядов.

Влияние теплового режима ДВС проявляется в ухудшении смесеобразования, увеличения потерь на трение из-за неоптимальных зазоров между трущимися поверхностями и высокой вязкости масла при низком тепловом режиме. Повышенный тепловой режим ведет к ухудшению наполнения цилиндров и повышению потерь на трения из-за слишком низкой вязкости масла. Все это существенно влияет на расход топлива.

Нагар в камере сгорания ухудшает теплоотвод, образует очаги возникновения калильного зажигания, вызывает нарушение работы форсунок у дизельных ДВС. Это приводит к снижению мощности и увеличению расхода топлива до 15 %.

Детонация возникает в ДВС с искровым зажиганием при использовании бензина с недостаточным октановым числом, значительных отложениях нагара, нарушениях регулировок систем питания и зажигания. Образующиеся ударные волны распространяются по камере сгорания со скоростью в пределах от 1500 м/с до 2000 м/с и, многократно отражаясь от стенок, вызывают их вибрацию и характерный металлический стук. При этом повышается местная температура поверхностей камер сгорания, уменьшается наполнение цилиндров и, как следствие, снижается мощность ДВС и увеличивается расход топлива.

Калильное зажигание – это неуправляемое воспламенение рабочего заряда, источником которого могут служить перегретые детали в камере сгорания, либо частицы тлеющего нагара. Калильное зажигание может возникать до или после зажигания смеси искрой свечи. В первом случае резко снижается мощность ДВС, увеличивается теплоотдача через стенки камеры сгорания, иногда до прогорания поршней. Во втором случае увеличивается жесткость работы ДВС, появляются глухие стуки низкой частоты. К тому же калильное зажигание характеризуется самоусилением – переходом к прогрессирующему преждевременному самовоспламенению, нарушающему рабочий процесс и влияющему на экономичность ДВС.

Также влияет на топливную экономичность трение в деталях ДВС. Повышенные потери на трение влекут снижение эффективных показателей ДВС и увеличение расхода топлива.

2.3 Методы снижения расхода топлива

Можно выделить несколько основных мероприятий для обеспечения снижения расхода топлива.

1. Улучшение процесса сгорания (от 5 % до 20 %):

а) повышение рабочих температур цикла (применение керамических двигателей);

б) оптимизация состава смеси (усовершенствование карбюратора, применение электронных систем для регулирования смеси, применение непосредственного впрыска топлива);

в) сокращение времени сгорания (улучшение камеры сгорания, использование впрыска воды, использование двойных систем питания, повышение степени сжатия и использование переменных степеней сжатия, сжигание бедных смесей, которое возможно при использовании форкамерно-факельного зажигания, использования послойного смесеобразования, применение электронных систем для установления оптимальных углов зажигания и др.);

2. *Улучшение процесса впуска и выпуска* (от 5 % до 10 %):

а) оптимизация форм и размеров систем (улучшение распределение смеси, улучшение очистки цилиндров, улучшение наполнения цилиндров за счет снижения сопротивления воздушных фильтров и изменяемых фаз газораспределения);

б) утилизация тепла отработавших газов (применение турбонаддува);

3. *Снижение механических потерь* (от 2 % до 5 %):

а) снижение потерь на привод вспомогательных агрегатов (периодическое отключение привода вспомогательных агрегатов или применение электропривода);

б) снижение потерь на трение (улучшение конструкции поршня путем оптимизации профиля юбки, улучшение конструкции поршневых колец путем оптимизации эпюры давления и снижения количества колец, улучшение конструкции подшипников и использование подшипников качения, уменьшение числа цилиндров, снижение частоты вращения коленчатого вала, применение модификаторов трения, уменьшение жесткости клапанных пружин, применение гидравлического привода клапанами, снижение массы деталей ЦПГ и КШМ);

4. *Повышение степени использования мощности* (от 10 % до 15 %):

а) оптимизация удельной мощности ДВС;

б) отключение части цилиндров.

2.4 Контрольные вопросы

1. Назовите показатели и характеристики топливной экономичности АТС.

2. Назовите характеристики топливной экономичности АТС.

3. Перечислите основные факторы, влияющие на топливную экономичность ДВС.

4. Как влияет процесс смесеобразования на расход топлива?

5. Как влияет тепловой режим ДВС на расход топлива?

6. Опишите основные мероприятия для обеспечения снижения расхода топлива ДВС.

3 Токсичность автомобильных ДВС

3.1 Токсичные вещества, выделяемые ДВС

Под токсичностью ДВС понимается негативное воздействие, оказываемое на окружающую среду – растения, животных, людей и строения вредными веществами, содержащимися в отработавших газах (ОГ) ДВС. Эти вещества образуются вследствие горения топлива в камере сгорания ДВС, а влияние на окружающую среду обуславливается химическим воздействием веществ на клетки растений и живых существ, а также на строительные элементы. Атмосфера загрязняется также картерными газами, представляющими собой те же продукты сгорания, но проникшие из камеры сгорания в картер ДВС, и топливными испарениями от транспортных средств, работающих на бензине (данные испарения могут составлять от 4 % до 12 % от выбросов углеводородов с ОГ).

Таблица 3.1 – Содержание веществ в отработавших газах ДВС, % по объему

Компонент	Бензиновый ДВС	Дизельный ДВС
Азот (N)	74 - 77	74 - 78
Кислород (O ₂)	0,3 - 10	2 - 18
Водяной пар (H ₂ O)	3 - 5,5	0,5 - 9
Углекислый газ (CO ₂)	5 - 12	1 - 12
Оксид углерода (CO)	0,5 - 12	0,005 - 0,4
Оксиды азота (NO _x)	0,01 - 0,8	0,004 - 0,5
Углеводороды (CH)	0,2 - 3	0,009 - 0,3
Альдегиды	до 0,2	0,001 - 0,009
Сажа, г/м ³ (C)	до 0,004	0,01 - 1,1
Бенз(а)пирен, мг/м ³	до 25	до 10
Оксид серы	до 0,008	0,002 - 0,02
Оксиды свинца	до 0,02	отсутствуют

В ОГ содержатся также свинец, кремний, медь, кальций, цинк, фосфор, марганец, хром, натрий, барий, железо, никель и ряд других веществ, входящие в состав присадок масел либо являющиеся продуктами износа деталей ДВС, попадающие в камеру сгорания вместе с маслом.

Рассмотрим более подробно характер образования вредных веществ в отработавших газах.

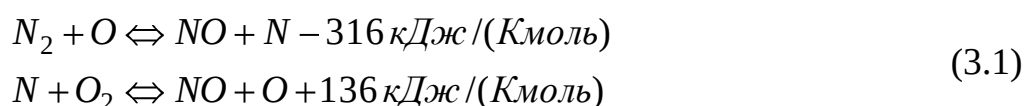
Оксид углерода (CO) – образуется во время сгорания при недостатке кислорода, в ходе холоднопламенных реакций в дизельных ДВС или при диссоциации CO_2 . В ДВС с искровым зажиганием главным образом влияет качество смеси – чем выше обогащение, тем выше выброс CO. В дизельных ДВС образовавшийся CO окисляется потом до CO_2 , поэтому концентрация CO в отработавших газах дизельного ДВС невелика и зависит в основном от качества процесса смесеобразования, чем оно лучше, тем меньше образуется CO.

Углеводороды (CH) - состоят из исходных или распавшихся молекул топлива и масла, которые не принимали участие в сгорании. Углеводороды появляются в ОГ вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в «защемленных» объемах, находящихся в вытеснителях и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом. В дизелях углеводороды образуются в переобогащенных зонах, где происходит пиролиз молекул топлива (распад молекул топлива под действием высоких температур при отсутствии химических реагентов). Если в процессе расширения в эти зоны не поступит достаточное количество кислорода, то CH окажется в составе ОГ. При значительном содержании легких CH в ОГ при запуске и прогреве двигателя наблюдается белый дым. Углеводороды могут выбрасываться в атмосферу вследствие пропусков воспламенения, негерметичности выпускного клапана или системы вентиляции картера, а также из-за испарения бензина в топливном баке и карбюраторе.

Сажа и частицы (C) – с представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода в саже содержится от 1 % до 3 % (по массе) водорода (H). Сажа образуется при температуре выше 1500 К, в результате

объемного процесса термического разложения (пиролиза) топлива при сильном недостатке кислорода. Начало образования сажи имеет место при α меньше 0,3 - 0,7 и зависит от температуры и давления газов, а также от вида топлива. При сгорании в ДВС с искровым зажиганием концентрационные пределы воспламенения смеси не совпадают с указанными пределами образования сажи. Поэтому содержание сажи в ОГ ДВС с искровым зажиганием незначительно. В дизельных ДВС вследствие неоднородности состава смеси в цилиндрах преобладает так называемое диффузионное сгорание, при котором скорость горения в основном лимитируется не скоростью химических реакций, а скоростью смешения (диффузии) паров топлива в воздух. В результате чего в цилиндре дизельного ДВС имеют место зоны с богатой, стехиометрической и бедной смесью. Наличие сажи в ОГ в количестве более 0,1 г/м³ обуславливает черный дым на выпуске.

Оксиды азота (NO_x) – образуются, если температура в цилиндре превышает 2000 К, когда азот и кислород воздуха вступают в химическое взаимодействие по цепному механизму:



Определяющей является верхняя реакция, скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. При сгорании в цилиндрах ДВС образуется главным образом оксид азота NO (свыше 95 % от количества всех оксидов азота). В ДВС с искровым зажиганием окисление азота и образование NO происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания, где в результате Махе-эффекта достигаются наивысшие температуры.

Продукты сгорания первых порций смеси, расположенных вблизи свечи зажигания, подвергается адиабатному сжатию в результате повышения давления при сгорании остальной массы смеси. Вследствие этого в начальной зоне горения имеют место повышенные значения температуры по сравнению с их значениями в

остальной массе заряда. Это различие температур в камере сгорания двигателя с искровым зажиганием называется Махе-эффектом.

Образование NO сильно увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода. В дизельном ДВС образование NO определяется локальным составом смеси и температурой. Наибольшее количество NO образуется в тех зонах заряда дизельного ДВС, которые сгорают первыми и имеют наибольшее время пребывания при температуре выше 2200 К.

Свинец и сера (Pb и S) – примерно от 50 % до 70 % свинца, находящегося в бензине, выходит вместе с ОГ в атмосферу в форме свинцовых солей, т.е. в виде частиц диаметром меньше 1 мкм. Сера, содержащаяся в дизельном топливе в большем количестве, чем в бензине, выбрасывается в атмосферу в форме диоксида серы (SO₂). Присутствие в ОГ соединений свинца и серы делает невозможным использование нейтрализатора.

3.2 Снижение токсичности ОГ ДВС с искровым зажиганием

Для снижения токсичности ОГ используется большое количество различных мероприятий, включая применение специальных антитоксичных устройств и целых систем.

Выделяют следующие основные методы и системы снижения токсичности ОГ.

Методы совершенствования смесеобразования и зажигания смеси. Определяющее влияние на состав ОГ оказывает состав смеси. Возрастание концентрации в ОГ таких компонентов, как СО и СН по мере обогащения смеси объясняется увеличением дефицита кислорода. С другой стороны, на очень бедных смесях концентрация СН возрастает из-за появляющихся пропусков воспламенения от искры. Концентрация NO_x по мере обеднения смеси до $\alpha \approx 1,05$ возрастает вследствие увеличения количества O₂ в ОГ и температуры в процессе сгорания. При дальнейшем обеднении смеси определяющее значение приобретает снижение температуры сгорания. С другой стороны, угол опережения зажигания также сильно влияет на выброс NO_x и СН. При увеличении у.о.з. возрастает температура процесса

сгорания, а вместе с ней и количество образующихся NO_x . С уменьшением у.о.з. сгорание все больше переносится на линию расширения, возрастает температура ОГ в конце процесса расширения и в системе выпуска, что обеспечивает более полное окисление CH .

На бензиновых ДВС увеличение полноты сгорания достигалось в результате обеднения смеси, выключения подачи бензина на режимах принудительного холостого хода (экономайзер принудительного холостого хода). Это позволило снизить значительно выбросы CO и CH . С этой же целью перешли к замкнутым системам вентиляции картера. На некоторых режимах для снижения выбросов CH и NO_x угол опережения зажигания устанавливался меньше значения, обеспечивающего оптимальную экономичность. Однако в настоящее время резервы снижения токсичности ОГ бензиновых ДВС исчерпаны, что привело к переходу на системы впрыска топлива.

Центральный впрыск топлива (одна форсунка во впускном коллекторе – заменила карбюратор) позволил обеспечивать более обедненные смеси за счет лучшего смесеобразования в отличие от карбюратора. Однако данная система питания в скором времени была заменена распределенным впрыском топлива, когда на каждый цилиндр приходится своя форсунка. Данный тип системы впрыска позволил управлять процессом смесеобразования отдельно в каждом цилиндре.

В последнее время получают распространение системы непосредственного впрыска топлива в цилиндры ДВС. Как правило, при непосредственном впрыскивании бензина каждый цилиндр имеет 2 впускных клапана. К одному клапану воздух поступает по винтовому каналу, а к другому – по прямому. В прямом впускном канале установлена «вихревая» заслонка, которая открывается на режимах больших нагрузок. Когда же эта заслонка закрыта, воздух поступает через один клапан с вихревым каналом, что обеспечивает создание интенсивного вихря в горизонтальной плоскости. Топливо впрыскивается вихревой электромагнитной форсункой под давлением в пределах от 5 МПа до 12 МПа. Существенное снижение (до 35%) улучшение топливной экономичности, а , следовательно, и снижение

выброса CO_2 достигается на малых и средних нагрузках в результате действия следующих факторов:

- снижение насосных потерь из-за отсутствия дросселирования;
- качественное регулирование нагрузки с максимальным обеднением смеси до $\alpha \approx 3,5$;
- уменьшения теплоотвода в стенки, так как вблизи них оказывается относительно холодный воздух;
- увеличения степени сжатия до 12, что возможно вследствие охлаждения заряда при испарении впрыскнутого в цилиндр бензина.

Использование бедных смесей. В настоящее время широко используют в ДВС управление интенсивностью движения заряда в цилиндре в сочетании с увеличением степени сжатия и мощности электрической искры, что дает возможность эффективно сжигать смеси с α от 1,5 до 1,7. При таком составе смеси значительно снижается выброс NO_x .

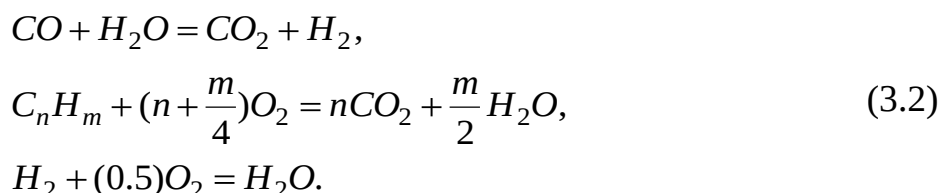
Отключение части цилиндров. На многоцилиндровых ДВС довольно часто применяется система отключения части цилиндров на режимах, когда не требуется полная мощность. Этот способ дает возможность снизить насосные потери на частичных нагрузках из-за меньшего дросселирования неотключенных цилиндров, а также позволяет работать на более бедных смесях. Из-за снижения расхода топлива значительно снижается выброс CO_2 на частичных нагрузках. Вместе с этим уменьшается также выброс CO и CH . Концентрация NO_x в ОГ возрастает, но при этом следует иметь в виду, что общее количество ОГ несколько уменьшается.

Рециркуляция ОГ. Рециркуляция осуществляется посредством перепуска отработавших газов из системы выпуска во впускную систему. В ДВС с переменными фазами газораспределения при раннем закрытии выпускного клапана больше отработавших газов остается в цилиндре, благодаря чему обеспечивается так называемая «внутренняя рециркуляция». В результате этого для получения требуемой мощности необходимо сильнее открыть дроссельную заслонку, то есть возрастает масса рабочей смеси (с соответствующим увеличением ее теплоемкости), что обуславливает уменьшение температуры сгорания, а значит и

уменьшение образования NO_x . Степень рециркуляции на величину от 15 % до 20 % обеспечивает уменьшение выброса NO_x на величину от 60 % до 80 %.

Нейтрализация ОГ. Многочисленные работы показали, что перечисленные выше методы снижения токсичности ОГ не позволяют обеспечивать выполнение ужесточающихся норм токсичности ЕВРО. В связи с этим для снижения выбросов токсичных веществ используется специальная обработка (нейтрализация) ОГ в выпускной системе ДВС с помощью специальных устройств, называемых нейтрализаторами. Разделяют следующие виды нейтрализаторов:

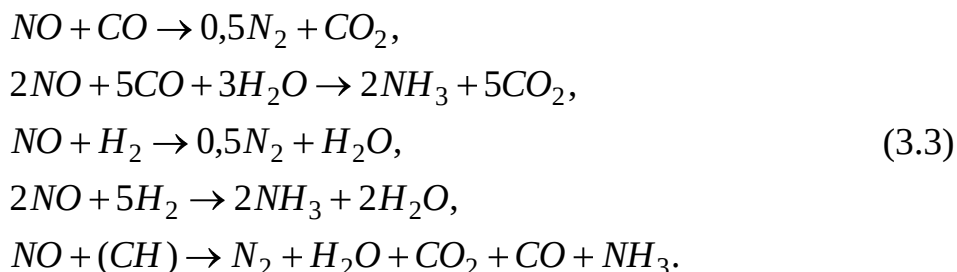
1. *Окислительные каталитические нейтрализаторы.* Предназначены для окисления СО и СН.



В нейтрализаторе обеспечивается окислительная среда и поддерживается температура от 250 °С до 800 °С. При температуре ниже этого порога нейтрализатор работает с низкой эффективностью, а при температуре выше 1000 °С наступает расплавление и спекание сот (изготовлены с использованием платины) нейтрализатора, что ведет к его негодности. Этилированный бензин для нейтрализаторов недопустим, т.к. ведет к их поломке. Степень превращения СО при температурах выше 400 °С достигает от 95 % до 99 %. Однако снижения NO_x такие нейтрализаторы не обеспечивают, что потребовало совершенствования нейтрализаторов.

2. *Трехкомпонентные каталитические нейтрализаторы.* Используются для нейтрализации NO путем восстановления до азота N_2 и аммиака NH_3 . В качестве восстановителей используются находящиеся в ОГ СО, СН и H_2 . Основным продуктом при восстановлении на стехиометрических смесях является N_2 , а при обогащенной смеси больше NH_3 . Для того, чтобы образовывалось больше N_2 и меньше NH_3 катализатор должен помимо платины содержать родий. Для снижения

стоимости нейтрализатора перешли к триметаллическому катализатору: платина, палладий, родий. Поэтому такие нейтрализаторы называются трехкомпонентными. При восстановлении NO возможны следующие реакции:



Таким образом, при восстановлении NO одновременно происходит окисление CO и CH. Такой нейтрализатор еще называется бифункциональным, т.к. выполняет две функции – восстановительную и окислительную.

3. *Адсорбционно-каталитический нейтрализатор.* В последнее время начали получать все большее распространение нейтрализаторы адсорбционно-каталитического типа (DENOX). Данный нейтрализатор рассчитан, что ДВС будет работать как на обедненных, так и на обогащенных смесях. Носитель из оксида алюминия Al_2O_3 покрыт катализатором из платины и специального вещества, выполняющего функцию адсорбера. При работе на бедных смесях платиновый катализатор способствует окислению NO до NO_2 , которые адсорбируются в виде нитрата. Когда смесь обогащенная, то нитрат с участием CH, CO и H_2 восстанавливается на платиновом катализаторе. Достигнутая величина преобразования NO_x составляет в среднем около 60 %. Существенным недостатком нейтрализаторов DENOX является необходимость снижения в неэтилированном бензине содержания серы до 30 ppm и менее (в современном европейском бензине содержание серы составляет 200 ppm), чтобы обеспечить достаточную долговечность нейтрализатора.

3.3 Снижение токсичности и дымности ОГ дизельных ДВС

Для снижения токсичности и дымности ОГ дизельных ДВС используют аналогичные пути, как и для бензиновых ДВС. Главные трудности, которые сильно осложняют улучшение экологических показателей дизельных ДВС путем улучшения процессов смесеобразования и сгорания, связаны с тем, что мероприятия, способствующие уменьшению NO_x , как правило, вызывает рост выброса частиц. С другой стороны, использование нейтрализатора затруднено из-за наличия большого количества частиц сажи и кислорода (нейтрализация NO_x) в ОГ, а также их относительно невысокой температуры.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания. В дизельных ДВС выполнение норм токсичности и дымности ОГ достигается тем легче, чем больше диаметр цилиндра из-за лучших условий смесеобразования, обеспечивающих лучшее сгорание топлива. Токсичность и дымность ОГ дизельных ДВС с неразделенной камерой сгорания сильно зависят от мелкости распыливания топлива, интенсивности вихревого движения заряда и согласования ее с параметрами факела и частотой вращения коленчатого вала. Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания заключается в поиске компромисса между выбросами NO_x , частиц и топливной экономичностью, т.к. мероприятия, ведущие к снижению топливной экономичности, а, соответственно, к снижению выбросов CO , CH и сажи, ведут к повышению образования NO_x .

На первых этапах снижение токсичности ОГ дизельных ДВС достигалось переходом к полуразделенным и разделенным камерам сгорания, что позволяло обеспечивать процесс сгорания при пониженных температурах и α . Однако современная тенденция развития дизельных ДВС выражается в переходе от разделенных камер к неразделенным, что позволило улучшить топливную экономичность примерно на 15 %. Это достигается за счет перехода к четырехклапанной схеме на один цилиндр. В данном случае и форсунка и камера сгорания располагаются по оси цилиндра, что облегчает организацию смесеобразования и сгорания. Также появилась возможность управлять

интенсивностью движения заряда и добиваться одновременно снижения выброса частиц и NO_x , особенно на средних нагрузках. Использование наддува способствует снижению токсичности ОГ и выброса частиц. Это достигается за счет использования промежуточного охлаждения воздуха, что увеличивает концентрацию кислорода в заряде. Так, дизельные ДВС с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха позволяют по сравнению с безнаддувными дизельными ДВС снизить выброс NO_x и частиц примерно на 30 %, а топливную экономичность улучшить до 8 %.

Впрыскивание и распыливание топлива. Характеристики впрыскивания и распыливания топлива оказывают очень большое влияние на смесеобразование и сгорание топлива, а, следовательно, на выброс токсичных веществ. Чтобы избежать повышенного выброса NO_x и снизить шум, подачу топлива в начале впрыскивания желательно уменьшить. Это достигается путем ступенчатого впрыскивания. С другой стороны, увеличение длительности впрыскивания и растянутый конец подачи вызывают повышенное сажеобразование. Снижение количества сажи в ОГ достигается за счет повышения скорости и полноты сгорания путем увеличения мелкости распыливания топлива, но при этом возрастает выброс NO_x . Основным способом увеличения мелкости распыливания – снижение диаметра отверстий форсунки с увеличением их количества и повышением давления впрыскивания. В современных дизельных ДВС давление впрыскивания составляет от 150 МПа до 200 МПа. Такие значения давления впрыскивания позволили достигнуть переход на системы питания с электронным управлением, таким как насос-форсунки и аккумуляторной системе с электрогидравлической форсункой (так называемой «common rail»).

Управление углом опережения впрыскивания топлива. Угол опережения впрыскивания обуславливает значительное изменение длительности периода задержки воспламенения и доли топлива, впрыскнутого за этот период, что сказывается на продолжительности диффузионного сгорания. Если период задержки воспламенения сокращается, то доля топлива, впрыскнутого до начала быстрого сгорания становится меньше, а дымность ОГ соответственно возрастает. При

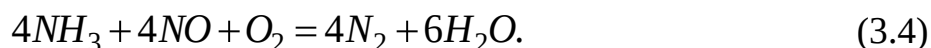
уменьшении у.о.в. в результате снижения температуры сгорания образование NO_x значительно замедляется, но при этом топливная экономичность несколько ухудшается. Электронное управление современными системами впрыскивания дает возможность широко использовать изменение у.о.в. с целью существенного влияния на токсичность и дымность ОГ дизельных ДВС. Как говорилось ранее, при увеличении давления впрыскивания снижается выброс сажи, но возрастает выброс NO_x и максимальное давление газов в цилиндре. Если же при увеличении давления впрыскивания несколько понизить у.о.в., то можно добиться значительного уменьшения выброса сажи при приемлемых значениях выброса NO_x и величины максимального давления в цилиндре.

Рециркуляция ОГ. Как и в ДВС с искровым зажиганием, рециркуляция ОГ используется в дизельных ДВС с целью уменьшения выброса NO_x . При увеличении степени рециркуляции возрастает длительность задержки воспламенения и уменьшается скорость тепловыделения. Эти эффекты усиливаются при охлаждении рециркуляционных газов. Поэтому целесообразно увеличивать опережение и давление впрыскивания. На полных нагрузках рециркуляция или отсутствует или минимальна, т.к. вызывает значительный рост выброса сажи и снижение мощности, поэтому она целесообразна на средних и малых нагрузках.

Нейтрализация ОГ. До последнего времени применение для дизельных ДВС получали лишь окислительные нейтрализаторы. Широко использовались для быстроходных дизельных ДВС легковых автомобилей и небольших грузовиков. Этому способствовало то, что температура ОГ этих дизельных ДВС достаточна для окисления CO , CH , растворимых органических составляющих частиц и альдегидов, а с другой стороны, она недостаточна для образования большого количества сульфатов. После обработки ОГ дизельных ДВС в каталитическом окислительном нейтрализаторе при температуре выше 300°C концентрация CO уменьшается на величину от 85 % до 90 %, а CH – на величину от 75 % до 80 %. При температурах ниже 300°C эффективность этого нейтрализатора невысока. Поэтому для нейтрализации ОГ на режимах пуска и прогрева кроме основного нейтрализатора используется также стартовый нейтрализатор, который понижает концентрацию не

только CO, CH и растворимых углеводородов в частицах, но и NO_x. Использовать для дизельных ДВС обычный трехкомпонентный нейтрализатор для уменьшения выброса NO_x не представляется возможным, т.к. он эффективно функционирует только при $\alpha = 1$, а дизельные ДВС работают в основном на бедных смесях.

Нейтрализатор DENOX. Для нейтрализации оксидов азота путем их восстановления в выпускной системе разрабатываются нейтрализаторы, получившие название DENOX или селективных. Эти нейтрализаторы должны работать с подачей в систему выпуска (до нейтрализатора) аммиака NH₃, мочевины (NH₂)₂CO или углеводородного топлива для химического связывания свободного кислорода в ОГ. При использовании аммиака восстановление NO идет по реакции:



Снижение концентрации NO_x в ОГ может в селективных нейтрализаторах при температуре от 300 °С до 420 °С достигать 90 %. В случае использования аммиака или мочевины на борту автомобиля необходимо иметь специальные емкости и систему дозирования, обеспечивающую подачу в соответствии с режимом работы дизельного ДВС. На случай передозировки, а также для снижения выброса растворимой органической части частиц, CO, CH и альдегидов вместе с DENOX должен работать и каталитический окислительный нейтрализатор.

Фильтры для частиц или сажевые фильтры. Очистить ОГ от частиц с помощью соответствующих фильтров можно сравнительно легко. Однако фильтры при этом быстро забиваются и требуют очистки. Наибольшее распространение получили монолитные керамические фильтры из кордиерита, который не размягчается до 1400 °С, имеет коэффициент теплового расширения около нуля и структуру с большой пористостью. Очистку фильтра производят выжиганием отложений из частиц путем повышения температуры до 800 °С. Нагрев происходит путем подачи небольшого количества топлива в фильтр с помощью специальной системы. Примером современной системы нейтрализации ОГ дизельных ДВС может послужить двигатель автомобиля Mercedes Benz E350 BlueTEC. Данная система

состоит из последовательно установленных окислительного нейтрализатора, предварительного нейтрализатора NO_x , сажевого фильтра и SCR-катализатора, в который подается мочевины. Расход топлива при рабочем объеме в 3,5 литра составляет всего 7 литров на 100 км. Запас мочевины в 25 л расходуется за 25000 км пробега.

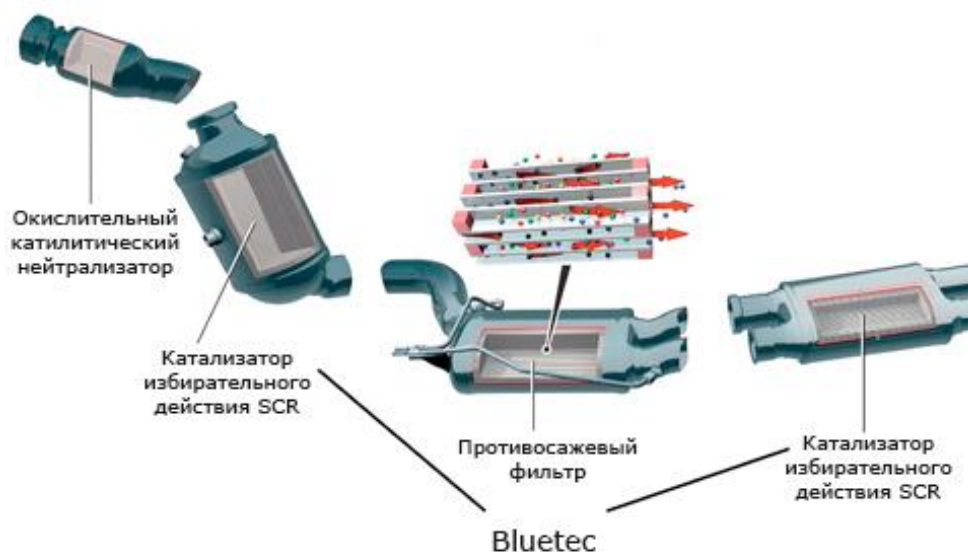


Рисунок 3.1 - Система нейтрализации ОГ автомобиля Mercedes Benz E350 BlueTEC

Таким образом, современные тенденции в снижении токсичности ОГ направлены на совершенствование смесеобразования и сгорания топлива и последующей нейтрализации токсичных веществ путем совместного применения различного вида нейтрализаторов.

3.4 Нормирование токсичности ОГ

Уменьшение токсичности ОГ достигается в результате законодательного ограничения выброса вредных веществ. С этой целью разработаны стандарты и

правила, устанавливающие предельно допустимые нормы выброса CO, CH и NO_x. Для дизельных ДВС дополнительно установлены нормы на допустимую дымность ОГ. Нормирование токсичности ОГ является главным стимулом к созданию автомобилей с требуемыми экологическими показателями.

Впервые нормирование токсичности ОГ было введено в 1959 г. в штате Калифорния США. В настоящий момент в США утвержден Государственный (федеральный) стандарт, в основе которого лежат нормы токсичности для Калифорнии, являющиеся самыми жесткими в мире.

В странах Европейского экономического сообщества приняты правила ЕЭК ООН №83.03, №49 и №24 (ЕВРО).

В Российской Федерации сформирована система государственных стандартов в области измерения и норм выбросов вредных веществ у ДВС:

ГОСТ 31967-2012 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения;

ГОСТ Р 52408-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Измерения в условиях эксплуатации;

ГОСТ ISO 8178-1-2013 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 1. Измерение выбросов газов и частиц на испытательных стендах;

ГОСТ ISO 8178-2-2013 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 2. Измерение выбросов газов и частиц в условиях эксплуатации;

ГОСТ ISO 8178-3-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 3. Определения и методы измерения дымности отработавших газов на установившихся режимах;

ГОСТ ISO 8178-4-2013 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 4. Испытательные циклы для двигателей различного применения на установившихся режимах;

ГОСТ ISO 8178-9-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 9. Испытательные циклы и методы стендовых измерений дымности отработавших газов на переходных режимах;

ГОСТ ISO 8178-10-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 10. Испытательные циклы и методы измерений дымности отработавших газов в условиях эксплуатации на переходных режимах;

ГОСТ ISO 8178-11-2015 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Часть 11. Стендовые измерения выбросов газов и частиц из двигателей внедорожных транспортных средств на переходных режимах;

ГОСТ 24028-2013 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения;

ГОСТ Р 51249-99 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения;

ГОСТ 30574-98 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний;

ГОСТ Р 51250-99 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения.

При определении выбросов вредных веществ с ОГ и дымности отработавших газов применяются два различных способа:

а) испытание ДВС в составе автомобиля на беговых барабанах или специальной трассе (для легковых автомобилей, грузовиков до 3,5 т и микроавтобусов);

б) испытания ДВС на моторном стенде.

При этом используются два принципиально различных метода испытаний (как на беговых барабанах, так и на моторном стенде):

1) испытания на установившихся режимах, когда измерения проводят в условиях постоянства скоростного и нагрузочного режимов (число таких режимов различно в разных стандартах);

2) испытания на переходных режимах, когда измерения проводят во время изменения нагрузки и/или скоростного режима.

Испытания на беговых барабанах. Эти испытания проводятся по ездовым циклам, имитирующим режимы работы ДВС в условиях реальной эксплуатации. Существует два различных подхода к подобным испытаниям:

а) В США разработаны ездовые циклы, максимально приближенные к условиям эксплуатации (цикл FTP-75 – Federal Transient Procedure), отличающийся резкими изменениями нагрузки и скорости движения.

Характеристика цикла FTP-75:

полное время испытаний, с	2477
протяженность цикла, км	17,87
средняя скорость автомобиля, км/ч	31,67
то же, но без учета холостого хода, км/ч	38,56
максимальная скорость автомобиля, км/ч	91,2
доля холостого хода, %	17,9

Цикл состоит из трех участков:

- работа непрогретого ДВС на переменных режимах с резкими изменениями скоростей и нагрузок (первые 505 с);

- относительно стабильные режимы (от 505 с до 1372 с). По окончании второго участка предусмотрена остановка автомобиля с отключением стендового вентилятора обдува автомобиля воздухом и открытие капота;

- повторение первого участка, но уже с прогретым ДВС (от 1373 с до 1877 с).

б) В Европе, России и Японии применяют циклы, за основу которых приняты отдельные отрезки движения с постоянными значениями скорости.

Новый европейский ездовой цикл NEDC – New European Drive Cycle (Правило ЕЭК ООН №83-02) состоит из двух участков. Первый имитирует движение в условиях города (четыре повторения подряд, Правило ЕЭК ООН №15-05), а второй – движение по загородной трассе. Измерение начинается сразу же, как только автомобиль начинает движение на беговых барабанах после запуска холодного ДВС без предварительного прогрева на холостом ходу.

Характеристика цикла NEDC

первый участок:

полное время цикла, с	820
протяженность цикла, км	4,052
средняя скорость автомобиля, км/ч	18,7
максимальная скорость автомобиля, км/ч	50
доля холостого хода, %	31

весь цикл:

полное время цикла, с	1220	1220*
протяженность цикла, км	11,007	10,646*
средняя скорость автомобиля, км/ч	32,5	32,5*
то же, но без учета холостого хода, км/ч	44,0	42,6*
максимальная скорость автомобиля, км/ч	120	90*
доля холостого хода, %	26,2	26,2*

* - для автомобилей, у которых отношение мощности ДВС к полной массе автомобиля не более 30 кВт/т и максимальная скорость не более 130 км/ч.

Измерение количества выбросов ВВ осуществляется в течение всего цикла испытаний, после чего проводится перерасчет массы выбросов на единицу пройденного пути (г/км) или за весь цикл (г/испытание).

Испытание на моторном стенде. Источником выбросов вредных веществ является ДВС, а не объект, на котором установлен этот ДВС. Поэтому этот вид испытаний более предпочтителен, так как более точен и менее дорог.

Основной вид испытаний ДВС на моторном стенде – испытания по циклам, состоящим из нескольких режимов, которые могут быть как установившимися, так и переходными. При испытаниях в число скоростных режимов почти всегда входят такие режимы, как номинальный и промежуточный. Номинальный скоростной режим – частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности. Промежуточный скоростной режим – частота вращения коленчатого вала

ДВС, соответствующая режиму максимального крутящего момента, если данный режим лежит в диапазоне частоты вращения вала от 60 % до 75 % от номинальной.

Нормы выбросов вредных веществ с ОГ отличаются в различных государствах. Основными для заводов-изготовителей служат нормы токсичности США, Японии и Европейского Союза в зависимости от того, на какой рынок планируется поставлять тот или иной ДВС. Нормы США являются наиболее жесткими (нормы штата Калифорния самые жесткие в мире из-за сложившейся тяжелой экологической обстановки). В странах Европы, в частности и в России, используют нормы, принятые в Европейском Союзе, так называемые ЕВРО (таблица 4.2). Порядковый номер каждой из норм соответствует дате их введения в действие.

Таблица 3.2 – Европейские стандарты токсичности выхлопа для легковых автомобилей, г/км

Норма	Дата введения в Европе	Бензиновые ДВС					Дизельные ДВС				
		CO	CH	CO+NO _x	NO _x	Твердые частицы	CO	CH	CO+NO _x	NO _x	Твердые частицы
Евро I	01.07.1992	2,72	-	0,97	-	-	2,72	-	0,97	-	0,14
Евро II	01.01.1996	2,2	-	0,5	-	-	1	-	0,7	-	0,08
Евро III	01.01.2000	2,3	0,2	-	0,15	-	0,64	-	0,56	0,5	0,05
Евро IV	01.01.2005	1	0,1	-	0,08	-	0,5	-	0,3	0,25	0,025
Евро V	01.09.2009	1	0,1	-	0,06	0,005	0,5	-	0,23	0,18	0,005
Евро VI	01.09.2014	1	0,1	-	0,06	0,005	0,5	-	0,17	0,08	0,005

3.5 Контрольные вопросы

1. Назовите основные токсичные вещества, содержащиеся в ОГ, при каких условиях происходит образование тех или иных токсичных веществ?

2. Какой процесс называется Махе-эффектом? Какие токсичные вещества образуются в результате Махе-эффекта?

3. Основные мероприятия по снижению токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием?
4. Как влияет совершенствование смесеобразования и зажигания смеси на образование токсичных веществ в ОГ?
5. Какие виды нейтрализации ОГ двигателей с искровым зажиганием существуют?
6. Основные мероприятия по снижению токсичности ОГ дизельных двигателей?
7. Какой принцип действия нейтрализаторов DENOX?
8. Какие существуют методы и виды нормирования токсичности ОГ?

4 Методы повышения мощности автомобильных ДВС

4.1 Общие сведения

Полезную работу, совершаемую газами в цилиндрах в единицу времени, называют *индикаторной мощностью* и обозначают N_i . Для того, чтобы можно было сравнивать различные ДВС, введено понятие *литровая индикаторная мощность*, которая представляет собой отношение максимальной индикаторной мощности к рабочему объему ДВС в литрах (для легковых автомобилей в пределах от 26 кВт/л до 65 кВт/л, для грузовых – от 22 кВт/л до 37 кВт/л).

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}. \quad (4.1)$$

В технической документации используется *эффективная мощность* ДВС – мощность, которая может быть получена на коленчатом валу ДВС и использована для приведения в действие рабочего органа машины. Эта мощность равна разности индикаторной мощности и *мощности механических потерь*, которая складывается из потерь мощности на трение, на привод вспомогательных механизмов, на процессы газообмена, вентиляционные потери и привод компрессора:

$$N_e = N_i - N_m, \quad (4.2)$$

$$N_m = \frac{p_m \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30\tau}. \quad (4.3)$$

Эффективный крутящий момент при известной эффективной мощности и частоте вращения при этой мощности определяется по известной из теоретической механики формуле:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_e}. \quad (4.4)$$

4.2 Методы повышения мощности ДВС

Повышение мощности ДВС ведет к улучшению его динамических качеств и применяется в большей степени для спортивных автомобилей или на автомобилях, к которым предъявляются более высокие требования, чем к обычным автомобилям. Однако, повышение мощности имеет и ряд недостатков:

- увеличение стоимости конструкции и ее обслуживания;
- уменьшение надежности;
- низкий крутящий момент/плохая приемистость на низких оборотах;
- увеличение вибраций, шума и выброса токсичных веществ.

Рассмотрим некоторые факторы, влияющие на мощность ДВС.

Соотношение диаметра цилиндра к ходу поршня. С технической точки зрения рабочий объем влияет не только на то, какая мощность будет получена, но также и на то, в каком диапазоне частоты вращения коленчатого вала ДВС будет выдавать нужные крутящий момент и мощность. Выбор диапазона практической мощности почти всегда ограничивается механическими условиями – приемлемый ресурс ДВС, условия работы и ограничения по механическим напряжениям и нагрузкам на детали двигателя.

Точка достижения максимального крутящего момента и точка достижения максимальной мощности определяются соотношением диаметра цилиндра D к ходу поршня S , образующего объем ДВС. При увеличении хода поршня максимальная мощность и крутящий момент достигается области более низких значений частоты вращения вала. К тому же, более «длинноходный» ДВС будет выдавать меньшую максимальную мощность, но больший максимальный крутящий момент. «Короткоходные» ДВС достигают своей максимальной мощности при более высоких оборотах и могут выдать при том же самом рабочем объеме большую

мощность, но это почти всегда сопровождается меньшими значениями крутящего момента на низких оборотах.

Поршни. Создание наименьшего зазора между поршнем и стенкой цилиндра без заеданий и чрезмерного прихватаывания ведет к повышению эффективного давления внутри цилиндра и снижению потерь тепла, а также к снижению шума. При форсировании ДВС довольно часто применяют кованные поршни вместо литых. Однако многие из специальных кованных поршней изготовлены из сплавов с высоким коэффициентом термического расширения. Они могут быть довольно стабильными при высоких температурах и больших частотах вращения коленчатого вала, но они не подходят для использования в обычном режиме ДВС. В холодном ДВС при увеличенном зазоре между поршнем и цилиндром увеличивается расход топлива, масла и токсичность отработавших газов. Следовательно, при выборе поршня нужно учитывать материал, из которого он изготовлен, и коэффициент термического расширения, чтобы достичь как можно меньшего зазора у юбки на всех режимах работы, а не только близких к максимальной мощности. Другими словами, чем больше термическая стабильность сплава, тем меньше поршень будет расширяться при нагревании и тем меньше минимальный зазор между поршнем и цилиндром.

Поршневые кольца. Верхнее поршневое кольцо и перемычка над его канавкой работают в очень жестких условиях. Верхнее кольцо должно не только обеспечивать качественное уплотнение у рабочей поверхности при очень высоких давлениях, но также должно работать в окружении высокотемпературных газов. Кольца должны противостоять их воздействию в течении миллионов циклов и сохранять свою упругость и возможность уплотнения. Эти требования определяют технологии производства и металлургические особенности колец. Материал кольца должен иметь низкий коэффициент трения, хорошие характеристики против заедания и низкий коэффициент износа. Одним из первых эффективных материалов, использованных для поршневых колец, был ковкий чугун. Он сочетается с чугуном, используемым в блоках цилиндров, а его пористая структура позволяет ему удерживать масло, уменьшая износ. Широко используется также производная от

ковкого чугуна, известная как пластичный чугун. Он обладает большинством качеств чугуна, а кроме этого, он может гнуться перед разрушением, что облегчает установку колец.

Шатуны. Одним из важных аспектов конструкции шатуна является общий вес. Большинство шатунов имеет большие балансировочные подушки на обоих концах шатуна. Эти подушки можно часто уменьшать, соответствующим образом уменьшая общий вес шатуна. Уменьшая балансировочные подушки и убирая, таким образом, лишний вес или полируя выступающие участки, вес шатуна может быть уменьшен примерно на 10 %. Это не увеличит мощность ДВС на постоянных оборотах, но улучшит реакцию на открывание дроссельной заслонки, что улучшит разгон автомобиля.

Зазоры в подшипниках. Если зазоры между шейками коленчатого вала и шатунными или коренными подшипниками слишком велики, то износ подшипников может ускориться, и избыток масла будет попадать мимо подшипников. Если зазоры в подшипниках слишком малы, то появится избыточное трение, вызывая образование мест с перегревом и подплавление вкладышей подшипников. Когда материал подшипника начинает плавиться, то жидкий металл будет оставаться на других участках поверхности подшипника и вызовет образование дополнительных мест перегрева и даже большее расплавление, а это, в свою очередь, приведет к выходу из строя всего подшипника.

Смазка. Смазка должна противостоять окислению и отложениям на деталях, предотвращать коррозию и образование ржавчины на поверхностях в те периоды, когда ДВС не работает, быть способной задерживать частицы грязи так, чтобы они могли быть удалены тогда, когда масло проходит через фильтр, препятствовать задирам на поверхностях трения, работать на высокотемпературных деталях в качестве амортизатора между движущимися деталями, уменьшая трение и многое другое.

Впускные коллекторы. Впускные коллекторы, подобно многим другим деталям ДВС, тоже «настраиваются» для лучшей работы в определенной области оборотов. Вообще говоря, коллекторы с длинными каналами обеспечивают лучший

крутящий момент на низких частотах вращения коленчатого вала, а коллекторы с относительно короткими каналами увеличивают мощность на высоких частотах вращения коленчатого вала.

Разделяют одно- и двухплоскостные коллекторы. На одноплоскостных впускных коллекторах все впускные каналы находятся на одном уровне и имеют приблизительно одинаковую длину. Это помогает улучшить распределение топливовоздушной смеси, что является проблемой у некоторых двухплоскостных коллекторов. Однако, практически все стандартные впускные коллекторы для двигателей V8 используют двухплоскостную конструкцию, так, как она улучшает мощность на низких и средних частотах вращения коленчатого вала, экономичность, приемистость и низкую токсичность ОГ. Двухплоскостные коллекторы разделяются так, что каждый второй цилиндр по порядку зажигания питается смесью от одной стороны карбюратора, а остальные цилиндры — от другой стороны. Это эффективно улучшает скорость поступающего потока и реакцию на перемещение дроссельной заслонки в области низких и средних оборотов, но мощность при высоких оборотах снижается.

Для улучшения испарения топлива и подачи в цилиндр как можно более однородной смеси используют подогрев впускного коллектора, который обеспечивается либо проходящей через каналы в коллекторе охлаждающей жидкости, либо отработавших газов.

Для снижения сопротивления на впуске применяют полировку внутренней части коллекторов. Стараются убрать или сделать как можно более плавными изгибы коллектора. Однако излишняя полировка для бензиновых ДВС может оказать негативное воздействие, т.к. в этом случае частицы топлива могут оседать на стенках коллектора, образуя топливную пленку.

4.3 Контрольные вопросы

1. Какие ограничения накладываются на повышение мощности ДВС?

2. Как влияет соотношение диаметра цилиндра к ходу поршня на мощность ДВС?

3. Как влияет поршень на повышение мощности ДВС?

4. Как влияют поршневые кольца на повышение мощности ДВС?

5. Как влияет шатун на повышение мощности ДВС?

6. Как влияет смазка на повышение мощности ДВС?

7. Как влияют зазоры в подшипниках на повышение мощности ДВС?

8. Как влияет впускной коллектор на повышение мощности ДВС?

Часть III. Расчет ДВС

Целью выполнения расчета ДВС является закрепление и расширение теоретических знаний, приобретение умений и навыков по выполнению расчетов автомобильных ДВС, самостоятельного решения инженерных задач, развитие творческих способностей и умение пользоваться технической, нормативной и справочной литературой.

В разделе рассмотрены основные виды расчета:

- тепловой расчет рабочего цикла ДВС;
- расчет внешней скоростной характеристики ДВС;
- динамический анализ КШМ ДВС;
- расчет некоторых деталей ДВС;
- расчет систем ДВС.

Исходные данные для расчета содержат необходимые сведения о типе двигателя (бензиновый, дизельный, дизельный с наддувом), давления за компрессором p_k , степени сжатия ε , номинальной мощности N_e и номинальной частоте вращения n , числе цилиндров i и способе охлаждения двигателя (жидкостный или воздушный).

1 Тепловой расчет рабочего цикла ДВС

В соответствии с заданием выполняется тепловой расчет рабочего цикла четырехтактного автомобильного ДВС на номинальном режиме работы, то есть на режиме максимальной мощности, которую развивает данный двигатель. Выбранный расчетный режим соответствует наиболее тяжелым условиям работы деталей двигателя в отношении показателей их прочности и долговечности.

При выполнении расчета следует обратить внимание на его точность, так как ошибка в подсчете одного показателя влечет за собой искажение всего расчета. Поэтому рекомендуется основные параметры теплового расчета регулярно сопоставлять с аналогичными параметрами современных автомобильных

двигателей соответствующего назначения и типа. При существенных отличиях расчетных параметров от сопоставляемых необходимо уточнить расчет, а в необходимых случаях и изменить принятые для расчета величины и коэффициенты.

На основании теплового расчета с достаточной для практики точностью строится индикаторная диаграмма, позволяющую определить величину давления газов в цилиндре в зависимости от переменного объема пространства над поршнем. Эти данные необходимы для расчета деталей двигателя на прочность, оценки экономичности процесса, определения основных параметров двигателя.

1.1 Рабочее тело и его свойства

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется рабочий цикл ДВС. Для автомобильных ДВС рабочее тело состоит из атмосферного воздуха, топлива и продуктов его сгорания.

1.1.1 Топливо

Для ДВС выбирается марка топлива: бензина для бензиновых ДВС по таблице 1.1, дизельного топлива для дизельных ДВС по таблице 1.2.

Таблица 1.1 – Выбор марки бензина от степени сжатия ДВС

Степень сжатия	6,5 - 7,5	7,5 - 8,5	8,5 - 10,0	10,0 - 12,0
Марка бензина по ГОСТ 2084-77	А-72	А-76	АИ-91 АИ-93 АИ-95	-
Марка бензина по ГОСТ Р 51105-97	-	Нормаль-80	Регуляр-91 Премиум-95	Супер-98

Таблица 1.2 – Ассортимент марок дизельного топлива

Показатель	Нормы для марок				
	ГОСТ 305-82		ТУ 38.1011348-90		
	Л	З	ДЛЭЧ-В	ДЛЭЧ	ДЗЭЧ
Цетановое число, не менее	45	45	45	45	45

Принимается *элементный состав* топлива по таблице 2.3.

Таблица 1.3 – Элементный состав автомобильных топлив

Топливо	Содержание в 1 кг		
	Углерода C	Водорода H	Кислорода O
Бензин	0,855	0,145	0
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

Выбранный состав топлива отвечает условию

$$C + H + O = 1 \text{ кг.} \quad (1.1)$$

При тепловом расчете ДВС пользуются значением низшей теплоты сгорания топлива, под которой понимается количество теплоты, выделяемое при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяных паров.

Низшая теплота сгорания H_u в кДж/кг определяется по формуле Д.И. Менделеева (для жидких топлив нефтяного происхождения):

$$H_u = [33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W)] \cdot 10^3, \quad (1.2)$$

где S и W – массовые доли серы и влаги в топливе (в расчетах принимается $S = 0$, $W = 0$).

1.1.2 Горючая смесь

Для приготовления *горючей смеси* используется топливо и воздух. Для полного сгорания топлива необходимо определенное количество воздуха, которое называется *теоретически необходимым*, и определяется по элементарному составу топлива l_0 в кг возд/кг топл

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad (1.3)$$

или в L_0 кмоль возд/кг топл

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (1.4)$$

В зависимости от условий работы ДВС на каждую единицу топлива приходится количество воздуха, большее или меньшее теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха называется *коэффициентом избытка воздуха α* .

Значение коэффициента α зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы ДВС.

Для различных ДВС при номинальной мощности принимаются следующие значения α :

- | | |
|--------------------------------|------------------|
| - бензиновые карбюраторные ДВС | от 0,85 до 0,98; |
| - дизельные ДВС | от 1,3 до 1,7; |
| - дизельные ДВС с наддувом | от 1,5 до 2,0. |

Уменьшение коэффициента избытка воздуха ДВС до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность, но

одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность отработавших газов.

Действительное количество воздуха L в кмоль возд/кг топл определяется по формуле:

$$L = \alpha L_o, \quad (1.5)$$

Количество горючей смеси M_1 в кмоль гор.см/кг топл определяется по формуле:

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_T}, \quad (1.6)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль, принимается из следующих диапазонов значений:

- бензин от 110 до 120;
- дизельное топливо от 180 до 200.

1.1.3 Продукты сгорания

При *неполном сгорании топлива* (при $\alpha < 1,0$) продукты сгорания представляют собой смесь углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , оксида углерода CO , свободного водорода H_2 и азота N_2 .

Общее количество продуктов M_2 неполного сгорания в кмоль пр.сг/кг топл определяется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (1.7)$$

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль пр.сг/кг топл определяются по следующим формулам:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208 L_o, \quad (1.8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208 L_o, \quad (1.9)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208 L_o, \quad (1.10)$$

$$M_{H_2} = 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208 L_o, \quad (1.11)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha \cdot L_o. \quad (1.12)$$

где k – константа, зависящая от отношения количества водорода и оксида углерода в продуктах сгорания; для бензинов k от 0,45 до 0,5.

При *полном сгорании топлива* (при $\alpha > 1,0$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 .

Общее количество продуктов полного сгорания M_2 в кмоль пр.сг/кг топл определяется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (1.13)$$

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль пр.сг/кг топл определяются по следующим формулам:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \quad (1.14)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \quad (1.15)$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_o, \quad (1.16)$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha \cdot L_o. \quad (1.17)$$

Для жидкого топлива количество молей продуктов сгорания всегда больше, чем количество молей горючей смеси. Это происходит вследствие химических реакций распада молекул топлива при сгорании и образования новых молекул.

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании в ΔM в кмоль раб.тела/кг топл определяется по формуле:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (1.18)$$

Относительное изменение количества молей при сгорании горючей смеси характеризуется *химическим коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси* μ_o , который определяется по формуле:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \quad (1.19)$$

1.2 Процесс впуска

За период процесса впуска осуществляется наполнение цилиндра свежим зарядом.

1.2.1 Давление и температура окружающей среды

Принимаются значения атмосферного давления и температуры в нормальных (стандартных) условиях: $p_o = 0,1$ МПа и $T_o = 293$ К.

При работе ДВС с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора (нагнетателя), где он предварительно сжимается. В соответствии с этим давление и температура окружающей среды при расчете рабочего цикла ДВС с наддувом принимается равной давлению p_k и температуре T_k воздуха на выходе из компрессора.

В расчете величина p_k задается изначально в исходных данных.

Температура воздуха за компрессором T_k в градусах Кельвина (К) определяются по формуле:

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}. \quad (1.20)$$

где n_k – показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе), принимает значение от 1,4 до 2,0.

При работе ДВС без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчете рабочего цикла ДВС давление и температура окружающей среды принимаются $p_o = 0,1$ МПа и $T_o = 293$ К. Для получения однообразных формул в дальнейшем имеется ввиду, что для ДВС без наддува справедливы условия:

$$p_k = p_o, \quad T_k = T_o. \quad (1.21)$$

1.2.2 Давление и температура остаточных газов

В цилиндре ДВС перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме V_c камеры сгорания. Величина давления остаточных газов устанавливается в зависимости от числа и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, характера наддува, быстроходности ДВС, нагрузки, системы охлаждения и других факторов.

Для ДВС без наддува, а также с механическим наддувом давление остаточных газов p_r в МПа принимают равным:

$$p_r = (1,05 - 1,25)p_o. \quad (1.22)$$

Большие значения p_r принимаются для ДВС с высокой частотой вращения коленчатого вала.

Для ДВС с газотурбинным наддувом давление остаточных газов p_r в МПа принимают равным:

$$p_r = (0,75 - 0,98)p_k. \quad (1.23)$$

В зависимости от типа ДВС, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха выбираются значения температуры T_r остаточных газов из следующих пределов:

- | | |
|----------------------|-------------------|
| - для бензиновых ДВС | от 900 до 1100 К; |
| - для дизельных ДВС | от 600 до 900 К. |

При установлении величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения – возрастает.

1.2.3 Степень подогрева заряда

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается на величину ΔT благодаря подогреву от нагретых деталей ДВС. Величина ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, скоростного режима, нагрузки, размеров цилиндра. С увеличением частоты вращения коленчатого вала величина ΔT при неизменном крутящем моменте ДВС уменьшается приблизительно линейно.

Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда, и таким образом, отрицательно влияет на наполнение ДВС.

В зависимости от типа ДВС значения ΔT принимают из следующих пределов:

- для бензиновых ДВС от 0 до 20 К;
- для дизельных ДВС без наддува от 10 до 40 К;
- для дизельных ДВС с наддувом от (-5) до (+10) К.

В ДВС с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается, при повышении температуры наддувочного воздуха возможны и отрицательные значения ΔT .

1.2.4 Давление в конце впуска

Величина давления в конце впуска p_a в МПа определяется по формуле:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (1.24)$$

где Δp_a – потери давления во впускном трубопроводе, МПа.

Потери давления во впускном трубопроводе Δp в МПа определяются по формуле:

$$\Delta p_a = 0,5(\xi_{en} + \beta^2)\rho_k \cdot \omega_{en}^2 \cdot 10^{-6}, \quad (1.25)$$

где ξ_{en} – коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление впускного тракта;

β – коэффициент затухания скорости заряда в цилиндре;

ω_{en} – средняя скорость движения заряда при максимальном открытии клапана, м/с;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

При средней скорости заряда ω_{en} от 50 до 130 м/с величину $(\xi_{en} + \beta^2)$ принимают в пределах от 2,5 до 4,0.

Плотность заряда на впуске ρ_k в кг/м³ определяется по формуле

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k}. \quad (1.26)$$

где R_g – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг · град);

$R_g = 287$ Дж/(кг · град) .

1.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов

Величина коэффициента остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр ДВС в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов γ_r для четырехтактных ДВС определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (1.27)$$

Количество остаточных газов M_r в кмоль ост.газов/кг топл определяется по формуле:

$$M_r = \gamma_r \cdot M_1. \quad (1.28)$$

1.2.6 Температура в конце впуска

Температуру в конце впуска T_a в градусах Кельвина (К) определяется по формуле:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.29)$$

1.2.7 Коэффициент наполнения

Наиболее важным параметром, характеризующим процесс впуска, является коэффициент наполнения. Он представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Для четырехтактных ДВС без учета продувки и дозарядки коэффициент наполнения η_v определяется по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varepsilon \cdot p_a - p_r). \quad (1.30)$$

Рассчитанные параметры процесса впуска необходимо сравнить со значениями этих параметров у современных автомобильных ДВС, представленных в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Значения параметров процесса впуска

Тип ДВС	Параметры			
	p_a , МПа	γ_r	T_a , К	η_v
Бензиновый	0,080 - 0,095	0,04 - 0,10	340 - 370	0,70 - 0,90
Дизельный без наддува	0,082 - 0,097	0,02 - 0,05	310 - 350	0,80 - 0,94
Дизельный с наддувом	0,135 - 0,243	0,02 - 0,03	320 - 400	0,80 - 0,97

1.3 Процесс сжатия

При выполнении расчета условно принимается, что процесс сжатия в действительном цикле происходит по политропе с постоянным показателем n_1 . Расчет параметров процесса сжатия сводится к определению показателя политропы сжатия n_1 , давления p_c и температуры T_c в конце сжатия, а также теплоемкости рабочего тела в конце сжатия $(mc'_v)_{t_o}^{t_c}$.

1.3.1 Показатель политропы сжатия

Величина n_1 устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения, степени сжатия, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов.

Учитывая, что теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия незначителен, то величину n_1 можно оценить по среднему показателю адиабаты сжатия k_1 по следующим формулам:

- для бензиновых ДВС:

$$n_1 = k_1 - (0,00 - 0,02); \quad (1.31)$$

- для дизельных ДВС:

$$n_1 = k_1 - (0,00 - 0,01). \quad (1.32)$$

Значение k_1 определяется в зависимости от температуры T_a и степени сжатия ε по аппроксимирующей формуле:

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} T_a - 0,1643 \cdot 10^{-2} \varepsilon. \quad (1.33)$$

1.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия

Давление p_c в МПа и температура T_c в градусах Кельвина (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем n_1 :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (1.34)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (1.35)$$

1.3.3 Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси в конце сжатия

Рабочая смесь состоит из свежей смеси и остаточных газов.

Температура конца процесса сжатия t_c в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) - $t_c = T_c - 273$.

Средняя молярная теплоемкость свежей смеси в конце сжатия принимается равной теплоемкости воздуха $(mc_v)_{t_o}^c$ в кДж/(кмоль·град), и определяется по формуле:

$$(mc_v)_{t_o}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c. \quad (1.36)$$

Средняя молярная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия $(mc_v'')_{t_o}^c$ в кДж/(кмоль·град) определяется по следующим формулам:

- для бензиновых ДВС

$$(mc_v'')_{t_o}^c = 19,191635 + 0,003556 t_c + 3,225 \alpha; \quad (1.37)$$

- для дизельных ДВС

$$(mc_v'')_{t_o}^c = 23,2286 + 0,003939 t_c - 1,1814 \alpha. \quad (1.38)$$

Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси $(mc_v')_{t_o}^c$ в кДж/(кмоль·град) определяется по формуле:

$$(mc_v')_{t_o}^c = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[mc_v \frac{t_c}{t_o} + \gamma_r mc_v'' \frac{t_c}{t_o} \right]. \quad (1.39)$$

Рассчитанные параметры процесса сжатия сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных ДВС, представленных в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Значения параметров процесса сжатия

Тип ДВС	Параметры		
	η_1	p_c , МПа	T_c , К
Бензиновый	1,34 - 1,38	0,9 - 2,0	600 - 800
Дизельный без наддува	1,34 - 1,37	3,5 - 5,5	700 - 900
Дизельный с наддувом	1,34 - 1,37	4,5 - 10,0	800 - 1100

1.4 Процесс сгорания

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла ДВС, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

С целью упрощения термодинамических расчетов ДВС принимают, что процесс сгорания в ДВС с воспламенением от искры происходит по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = const$), а в ДВС с воспламенением от сжатия при постоянном объеме ($V = const$) и давлении ($p = const$), то есть по циклу со смешанным подводом теплоты.

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания.

1.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

Изменение объема при сгорании рабочей смеси учитывает коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, который определяется по формуле:

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.40)$$

1.4.2 Температура конца видимого сгорания

Температура газа T_z в конце видимого сгорания определяется с использованием решения уравнение сгорания, которое имеет вид:

- для бензиновых ДВС

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc'_v)_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu (mc''_v)_{t_o}^{t_z} \cdot t_z; \quad (1.41)$$

- для дизельных ДВС

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + [(mc'_v)_{t_o}^{t_c} + 8,315\lambda] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu [(mc''_v)_{t_o}^{t_z} + 8,315] t_z, \quad (1.42)$$

где ξ_z – коэффициент использования низшей теплоты сгорания на участке видимого сгорания, который принимается из следующих интервалов значений: для бензиновых ДВС от 0,8 до 0,95; для дизельных ДВС от 0,7 до 0,88;

ΔH_u – потеря теплоты вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг,
при $\alpha < 1$

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) L_o, \quad (1.43)$$

при $\alpha \geq 1$, $\Delta H_u = 0$;

λ – степень повышения давления цикла, которая для дизельных ДВС устанавливается по опытным данным в зависимости от количества топлива подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования, и выбирается из таблицы 1.6;

t_z – температура в конце видимого сгорания, °С;

$(mc_v'')_{t_o}^{t_z}$ – средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), которая определяется по формуле

$$(mc_v'')_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{v_{CO_2}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{CO} (mc_{v_{CO}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{v_{H_2O}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2} (mc_{v_{H_2}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{O_2} (mc_{v_{O_2}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{v_{N_2}}'')_{t_o}^{t_z}], \quad (1.44)$$

где $(mc_{v_{CO_2}}'')_{t_o}^{t_z}$, $(mc_{v_{CO}}'')_{t_o}^{t_z}$, $(mc_{v_{H_2O}}'')_{t_o}^{t_z}$, $(mc_{v_{H_2}}'')_{t_o}^{t_z}$, $(mc_{v_{O_2}}'')_{t_o}^{t_z}$, $(mc_{v_{N_2}}'')_{t_o}^{t_z}$ – средние мольные теплоемкости продуктов сгорания при изменении температуры в диапазоне от 1501 °С до 2800 °С, которые могут быть выражены в зависимости от температуры t_z следующими формулами:

$$(mc_{v_{CO}}'')_{t_o}^{t_z} = 22,490 + 0,001430 t_z, \quad (1.45)$$

$$(mc_{v_{CO_2}}'')_{t_o}^{t_z} = 39,123 + 0,003343 t_z, \quad (1.46)$$

$$(mc_{v_{H_2O}}'')_{t_o}^{t_z} = 26,670 + 0,004438 t_z, \quad (1.47)$$

$$(mc_{v_{O_2}}'')_{t_o}^{t_z} = 23,723 + 0,001457 t_z, \quad (1.48)$$

$$(mc_{v_{H_2}}'')_{t_o}^{t_z} = 19,678 + 0,001758 t_z, \quad (1.49)$$

$$(mc_{v_{N_2}}'')_{t_o}^{t_z} = 21,951 + 0,001457 t_z. \quad (1.50)$$

После подстановки всех величин в уравнение сгорания получается квадратное уравнение вида:

$$At_z^2 + Bt_z + C = 0, \quad (1.51)$$

где A, B, C – числовые значения известных величин

Из формулы (1.51) выражается температура t_z в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$)

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (1.52)$$

Температура T_z в градусах Кельвина (К) определяется как:

$$T_z = t_z + 273. \quad (1.53)$$

1.4.3 Степень повышения давления цикла

Степень повышения давления цикла λ для дизельных ДВС задается в предыдущем пункте. Для бензиновых ДВС λ определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot T_z}{T_c}. \quad (1.54)$$

1.4.4 Степень предварительного расширения

Степень предварительного расширения для дизельных ДВС определяется по формуле:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (1.55)$$

Степень предварительного расширения для бензиновых ДВС $\rho = 1$.

1.4.5 Максимальное давление сгорания

Величина максимального давления p_z в МПа в конце сгорания определяется по формуле:

$$p_z = \lambda \cdot p_c. \quad (1.56)$$

Рассчитанные параметры процесса сгорания сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных ДВС, представленных в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Значения параметров процесса сгорания

Тип ДВС	Параметры			
	λ	ρ	p_z , МПа	T_z , К
Бензиновый	3,2 - 4,2	1,0	3,5 - 7,5	2400 - 3100
Дизельный без наддува	1,2 - 2,5	1,4 - 1,6	5,0 - 12,0	1800 - 2300
Дизельный с наддувом	1,4 - 1,8	1,2 - 1,4	10,0 - 14,0	1800 - 2200

1.5 Процесс расширения

В результате осуществления процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу.

В реальных ДВС расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, утечки газов через неплотности, уменьшения теплоемкости продуктов сгорания вследствие понижения

температуры при расширении, уменьшения количества газов в связи с началом выпуска.

1.5.1 Показатель политропы расширения

Так же как и при рассмотрении процесса сжатия для упрощения расчетов кривую процесса расширения принимают за политропу с постоянным показателем n_2 .

С возрастанием коэффициента использования теплоты, интенсивности охлаждения, отношения хода поршня к диаметру цилиндра средний показатель политропы расширения увеличивается и, наоборот, уменьшается с ростом нагрузки и линейных размеров цилиндра. Средний показатель политропы расширения n_2 незначительно отличается от показателя адиабаты k_2 и может быть определен по следующим формулам:

- для бензиновых ДВС

$$n_2 = k_2, \quad (1.57)$$

$$k_2 = 1,33 + 0,00076\epsilon - 0,000014T_z - 0,0462\alpha, \quad (1.58)$$

- для дизельного ДВС

$$n_2 = k_2 - (0,00 - 0,01), \quad (1.59)$$

$$k_2 = 1,3668 - 0,00334\epsilon - 0,00003T_z - 0,018894\alpha. \quad (1.60)$$

1.5.2 Давление и температура конца процесса расширения

Значения давления p_b в МПа и температуры T_b в градусах Кельвина (К) в конце процесса расширения определяется по формулам:

- для бензиновых ДВС

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (1.61)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (1.62)$$

- для дизельных ДВС

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (1.63)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (1.64)$$

где δ – степень последующего расширения, которая определяется по формуле

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (1.65)$$

Рассчитанные параметры процесса расширения сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных ДВС, представленных в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Значения параметров процесса расширения

Тип ДВС	Параметры		
	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновый	1,23 - 1,30	0,35 - 0,60	1200 - 1700
Дизельный без наддува	1,18 - 1,28	0,20 - 0,50	1000 - 1200
Дизельный с наддувом	1,15 - 1,25	0,50 - 0,80	1000 - 1200

1.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов

Расчетная температура остаточных газов $T_r^{расч}$ в градусах Кельвина (К) определяется по формуле:

$$T_r^{расч} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (1.66)$$

Ошибка между принятой величиной T_r в пункте (1.2.2) и рассчитанной $T_r^{расч}$ по формуле (1.66) в процентах определяется по формуле:

$$\Delta T_r = \left| \frac{T_r^{расч} - T_r}{T_r^{расч}} \right| \cdot 100\%. \quad (1.67)$$

Если $\Delta T_r > 10 \%$, то параметры теплового расчета необходимо пересчитать с пункта 1.2.2, приняв за новое значение T_r рассчитанное значение $T_r^{расч}$.

Если $\Delta T_r \leq 10 \%$, то расчет продолжается с учетом прежнего значения T_r .

1.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

1.7.1 Среднее индикаторное давление

Среднее теоретическое индикаторное давление – это условное среднее давление, действующее на поршень и равное теоретической работе газов за цикл, отнесенной к рабочему объему цилиндра. Среднее теоретическое индикаторное давление p_i' в МПа определяется по формулам:

- для бензиновых ДВС

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (1.68)$$

- для дизельного ДВС

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (1.69)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла p_i в МПа отличается от теоретического на величину уменьшения работы газов действительного цикла против работы газов теоретического цикла (пропорционально уменьшению расчетной индикаторной диаграммы за счет ее скругления) и определяется по формуле:

$$p_i = p_i' \varphi_u, \quad (1.70)$$

где φ_u – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Значения коэффициента φ_u принимаются из следующих интервалов значений:

- для бензиновых ДВС от 0,94 до 0,97;

- для дизельных ДВС от 0,92 до 0,95.

1.7.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы в действительном цикле, то есть индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Индикаторный КПД η_i определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha \cdot 10^3}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}. \quad (1.71)$$

1.7.3 Индикаторный удельный расход топлива

Индикаторный удельный расход топлива g_i в г/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot H_u}. \quad (1.72)$$

Рассчитанные индикаторные показатели ДВС сравниваются со значениями этих показателей современных ДВС, представленных в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Значения индикаторных показателей ДВС

Тип ДВС	Показатели		
	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
Бензиновый	0,6 - 1,4	0,3 - 0,4	210 - 275
Дизельный без наддува	0,7 - 1,1	0,4 - 0,5	170 - 210
Дизельный с наддувом	0,8 - 2,2	0,4 - 0,5	170 - 210

1.8 Эффективные показатели ДВС

Эффективные показатели характеризуют работу ДВС и отличаются от индикаторных показателей на величину механических потерь.

1.8.1 Давление механических потерь

К механическим потерям относятся все потери на преодоление различных сопротивлений, таких как трение, привод вспомогательных механизмов, газообмен, привод компрессора.

Давление механических потерь – это условное давление, равное отношению работы механических потерь к рабочему объему цилиндра ДВС.

Величину давления механических потерь p_m в МПа оценивают по средней скорости поршня по формуле:

$$p_m = a_m + b_m \cdot v_{n.cp}, \quad (1.73)$$

где a_m и b_m – экспериментальные коэффициенты, величины которых приведены в таблице 1.9;

$v_{n.cp}$ – средняя скорость поршня в м/с, которая для различных типов двигателей выбирается в следующих пределах:

- | | |
|---|--------------|
| - бензиновые ДВС легковых автомобилей | от 12 до 20; |
| - бензиновые ДВС грузовых автомобилей (автобусов) | от 9 до 16; |
| - дизельные ДВС | от 7 до 13. |

Таблица 1.9 – Значения коэффициентов a_m и b_m

Тип ДВС	a_m	b_m
Бензиновый с $i \geq 8$ и $S/D \leq 1,0$	0,039	0,0132
Бензиновый с $i \leq 6$ и $S/D \leq 1,0$	0,034	0,0113
Бензиновый с $i \leq 6$ и $S/D > 1,0$	0,049	0,0152
Дизельный:		
- с неразделенной камерой сгорания	0,089	0,0118
- с разделенной камерой сгорания	0,105	0,0138

1.8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление p_e в МПа определяется по формуле:

$$p_e = p_i - p_m, \quad (1.74)$$

1.8.3 Механический КПД

Механический КПД η_m определяется по формуле:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}, \quad (1.75)$$

1.8.4 Эффективный КПД

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на коленчатом валу ДВС, к общему количеству теплоты, внесенной в ДВС с топливом, называется эффективным КПД η_e , который определяется по формуле:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (1.76)$$

1.8.5 Эффективный удельный расход топлива

Эффективный удельный расход топлива g_e в г/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \cdot \eta_e}. \quad (1.77)$$

Рассчитанные эффективные показатели ДВС сравниваются со значениями этих показателей современных ДВС, представленных в таблице 1.10.

Таблица 1.10– Значения эффективных показателей ДВС

Тип ДВС	Показатели			
	p_e , МПа	η_e	η_m	g_e , г/(кВт·ч)
Бензиновый	0,6 - 1,1	0,23 - 0,38	0,75 - 0,92	230 - 310
Дизельный без наддува	0,65 - 0,85	0,28 - 0,42	0,70 - 0,85	200 - 260
Дизельный с наддувом	0,7 - 2,0	0,32 - 0,45	0,80 - 0,90	200 - 260

1.9 Основные параметры и показатели ДВС

Рабочий объем цилиндра V_h в дм^3 определяется по формуле:

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n \cdot i}, \quad (1.78)$$

где τ – коэффициент тактности рабочего процесса ДВС, для четырехтактного процесса ($\tau = 4$).

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D (показатель $\frac{S}{D}$) находится в следующих пределах:

- для бензиновых ДВС от 0,86 до 1,07;
- для дизельных ДВС от 0,9 до 1,2.

Для бензиновых ДВС это отношение часто меньше единицы, что позволяет увеличить наполнение цилиндра ДВС из-за возможности увеличения размеров впускных клапанов, понизить средние скорости поршня, что оказывает заметное влияние на механические потери в ДВС.

Диаметр цилиндра D в мм определяется по формуле

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}}. \quad (1.79)$$

Ход поршня S в мм определяется по формуле:

$$S = D \left(\frac{S}{D} \right). \quad (1.80)$$

Полученные значения S и D округляются в большую сторону до целых чисел четных или кратных пяти.

Расчетная средняя скорость поршня $v_{n.c.p}^{расч}$ в м/с определяется по формуле:

$$v_{n.c.p}^{расч} = \frac{S \cdot n}{30000}. \quad (1.81)$$

Ошибка между принятой величиной $v_{n.cp}$ в пункте 1.8.1 и рассчитанной $v_{n.cp}^{расч}$ по формуле (1.81) в процентах определяется по формуле:

$$\Delta v_{n.cp} = \left| \frac{v_{n.cp}^{расч} - v_{n.cp}}{v_{n.cp}^{расч}} \right| \cdot 100\%. \quad (1.82)$$

Если $\Delta v_{n.cp} > 5 \%$, то необходимо пересчитать с пункта 1.8.1, приняв за новое значение $v_{n.cp}$ рассчитанное значение $v_{n.cp}^{расч}$. Если $\Delta v_{n.cp} \leq 5 \%$, то расчет продолжается с учетом прежнего значения $v_{n.cp}$.

По принятым значениям D и S определяют окончательные основные параметры и показатели ДВС.

Рабочий объем одного цилиндра V_h в дм^3 определяется по формуле:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}. \quad (1.83)$$

Литраж ДВС V_l в дм^3 определяется по формуле:

$$V_l = V_h \cdot i. \quad (1.84)$$

.

Объем камеры сгорания V_c в дм^3 определяется по формуле:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (1.85)$$

Полный объем цилиндра V_a в дм^3 определяется по формуле:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (1.86)$$

Мощность ДВС N_e в кВт определяется по формуле:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}. \quad (1.87)$$

Поршневая мощность ДВС N_n в кВт/дм² определяется по формуле:

$$N_n = \frac{N_e \cdot 4 \cdot 10^4}{i \cdot \pi \cdot D^2}. \quad (1.88)$$

Эффективный крутящий момент M_e в Н·м определяется по формуле:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (1.89)$$

Часовой расход топлива G_T в кг/ч определяется по формуле:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \quad (1.90)$$

Для ориентировочной оценки массы ДВС $m_{\partial\partial}$ в кг используют статистические данные по удельным массам ДВС по формуле:

$$m_{\partial\partial} = M_{y\partial} \cdot N_e, \quad (1.91)$$

где $M_{y\partial}$ – удельная масса ДВС, кг/кВт; значения принимаются по данным таблицы 1.11.

Таблица 1.11 – Удельные массы ДВС в кг/кВт

Тип ДВС	Расположение цилиндров	
	Рядное	V - образное
Бензиновый	1,9 - 5,6	1,3 - 5,9
Дизельный	6,7 - 7,7	4,0 - 7,7

У большинства современных ДВС не более шести цилиндров на один ряд. Поэтому при выборе расположения цилиндров можно руководствоваться следующим: при $i \leq 6$ – рядное, при $i \geq 6$ – V-образное. Для ДВС с наддувом принимаются более низкие значения $m_{\partial e}$.

1.10 Оценка надежности проектируемого ДВС

При проектировании ДВС ориентировочная оценка надежности ДВС может быть осуществлена определением следующих критериев:

- Б.Я. Гинцбурга

$$N_{\Pi}' = \frac{10N_e}{i \cdot D}, \quad (1.92)$$

- А.К. Костина

$$q_{\Pi} = 0,010452 \cdot v_{n.c.p.}^{0,5} \cdot \left(\frac{p_e \cdot g_e \cdot T_k}{T_0} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{D}{p_k \cdot \eta_V} \right)^{0,35}, \quad (1.93)$$

У современных, достаточно надежно работающих автомобильных ДВС, значения указанных критериев находятся в следующих пределах: $N_{\Pi}' = 1,3 - 2,8$ кВт/см, $q_{\Pi} = 3,5 - 9,0$. Если у спроектированного ДВС значения

критериев не превышают указанных значений, то ориентировочно можно считать ДВС надежным.

1.11 Тепловой баланс

Для анализа характера теплоиспользования и путей его улучшения при расчете ДВС определяются составляющие теплового баланса.

1.11.1 Уравнение теплового баланса

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (1.94)$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенное в цилиндр, Дж/с;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе ДВС, Дж/с;

$Q_{охл}$ – теплота, отданная охлаждающей среде, Дж/с;

Q_r – теплота, уносимая из ДВС с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_{н.с}$ – теплота, потерянная при неполном сгорании топлива, Дж/с;

$Q_{ост}$ – неучтенные потери теплоты, Дж/с.

1.11.2 Общее количество теплоты

Общее количество теплоты Q_o в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_o = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6}. \quad (1.95)$$

1.11.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе

Теплота Q_e , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_e = 1000N_e. \quad (1.96)$$

1.11.4 Теплота, отданная охлаждающей среде

Теплота $Q_{охл}$, отданная охлаждающей среде, в Дж/с определяется по формулам:

- *при жидкостном охлаждении:*

- бензиновых ДВС

$$Q_{охл} = \frac{c \cdot i \cdot (0,1D)^{(1+2m)} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u}; \quad (1.97)$$

- дизельных ДВС

$$Q_{охл} = \frac{c \cdot i \cdot (0,1D)^{(1+2m)} \cdot n^m}{\alpha}, \quad (1.98)$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 - 0,53$ (меньшие значения характерны для дизельных ДВС);

m – показатель степени, $m = 0,6 - 0,7$;

- при воздушном охлаждении:

- бензиновых ДВС

$$Q_{охл} = (0,24 - 0,30) Q_o, \quad (1.99)$$

- для дизельных ДВС

$$Q_{охл} = (0,20 - 0,26) Q_o. \quad (1.100)$$

1.11.5 Теплота, унесенная из ДВС с отработавшими газами

Теплота Q_r , унесенная из ДВС с отработавшими газами, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} [M_2 \{ (mc_v'')_{t_r} + 8,315 \} t_r - M_1 \{ (mc_v)_{t_o} + 8,315 \} t_o], \quad (1.101)$$

где t_r – температура остаточных газов, °C; $t_r = T_r - 273$.

$(mc_v'')_{t_r}$ – теплоемкость остаточных газов в кДж/(кмоль·град), которую можно определить по формуле (1.37) для бензиновых ДВС и по формуле (1.38) для дизельных ДВС при подстановке в данную формулу значения температуры остаточных газов t_r ;

$(mc_v)_{t_o}$ – теплоемкость свежего заряда в кДж/(кмоль·град), которую можно определить по формуле (1.36) при подстановке в данную формулу значения температуры $t_o = 20$ °C.

1.11.6 Теплота, потерянная при неполном сгорании топлива

Теплота $Q_{н.с}$, потерянная при неполном сгорании топлива, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6}. \quad (1.102)$$

1.11.7 Неучтенные потери теплоты

Неучтенные потери теплоты $Q_{ост}$ в Дж/с определяются по формуле:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с}). \quad (1.103)$$

Если значение $Q_{ост} < 0$, то необходимо пересчитать величину $Q_{охл}$, уменьшив значения коэффициента c и (или) показателя m .

1.11.8 Относительные значения составляющих теплового баланса

Тепловой баланс определяется также в процентах от всего количества введенной теплоты по следующим формулам:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (1.104)$$

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (1.105)$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (1.106)$$

$$q_{н.с} = \frac{Q_{н.с}}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (1.107)$$

$$q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_o} \cdot 100\%. \quad (1.108)$$

Очевидно, что должно выполняться условие:

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 100\%. \quad (1.109)$$

Рассчитанные значения составляющих теплового баланса сравниваются со значениями у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 1.12.

Таблица 1.9– Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип ДВС	Составляющие теплового баланса в процентах				
	q_e	$q_{охл}$	q_r	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Бензиновый	23 - 38	24 - 32	30 - 55	0 - 21	3 - 10
Дизельный без наддува	25 - 42	15 - 35	25 - 45	0	2 - 5
Дизельный с наддувом	32 - 45	10 - 26	25 - 40	0	2 - 5

Если значение $q_{ост}$ не входят в указанные диапазоны, то необходимо пересчитать величину $Q_{охл}(q_{охл})$, изменив значения коэффициента c и (или) показателя m .

1.12 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма – графическая зависимость давления газа в цилиндре от надпоршневого объема, либо перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала. Методика построения индикаторной диаграммы включает следующую последовательность.

1) Определяется отрезок AB в мм, соответствующий рабочему объему двигателя V_h , по величине равный ходу поршня S в масштабе μ_s в мм/мм. Масштаб μ_s принимают равным 1,0; 1,5 или 2,0. При этом длина отрезка AB в мм определится по формуле

$$AB = \frac{S}{\mu_s}, \quad (1.110)$$

и должна войти в рекомендуемый диапазон от 70 до 100 мм.

Отрезок OA в мм соответствует объему камеры сгорания V_c , и определяется из выражения:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (1.111)$$

На оси абсцисс в соответствии с рисунком 1.1 откладываются отрезки OA и AB .

Отрезок, соответствующий полному объему цилиндра OB в мм определяется по формуле:

$$OB = OA + AB. \quad (1.112)$$

соответствовал масштабу давления μ_p в МПа/мм, который определен по формуле:

$$\mu_p = \frac{p_z}{OD}, \quad (1.113)$$

и принимает одно из рекомендуемых значений: $\mu_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10$.

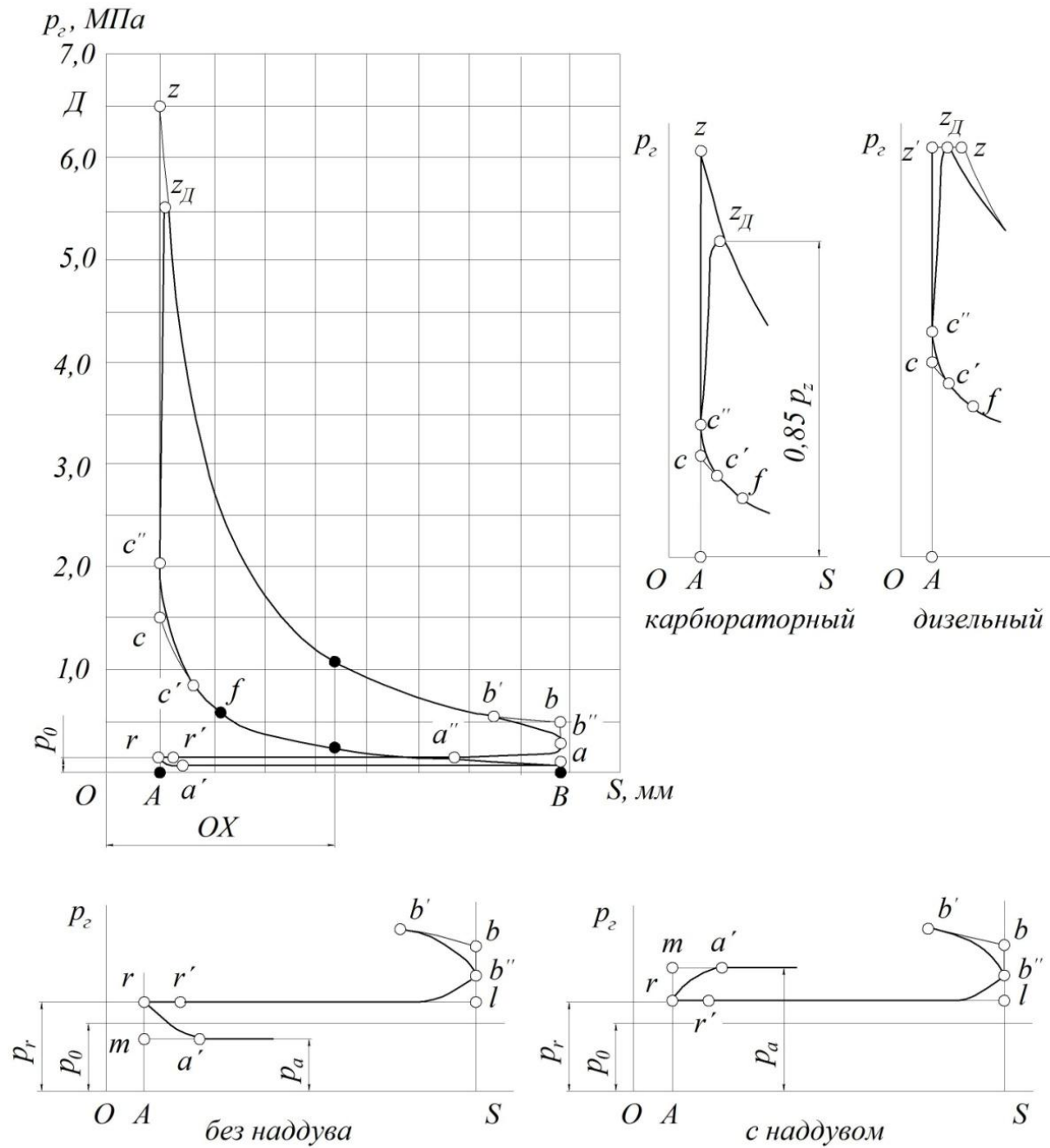


Рисунок 1.1 – Построение индикаторной диаграммы двигателя аналитическим методом

По оси ординат откладывается отрезок $ОД$, соответствующий максимальному давлению сгорания p_z , в масштабе μ_p . При этом должно выполняться условие: отрезок $ОД$ в мм, определенный по формуле:

$$ОД = (1,2 - 1,7) AB, \quad (1.114)$$

2) По данным теплового расчета на диаграмме откладывают в масштабе μ_p величины давлений p_a, p_c, p_z, p_b, p_r , соответствующих характерным точкам: $a; c; z; b; r$.

3) Построение политроп сжатия и расширения проводится аналитическим методом. Для этого вычисляется ряд промежуточных точек для интервала объемов $(V_c - V_a)$ и $(V_z - V_b)$ по уравнению политропы $pV^n = const$.

Для политропы сжатия $p_x V_x^{n_1} = p_a V_a^{n_1}$, откуда определяется давление p_x в МПа по формулам:

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (1.115)$$

$$p_x = p_a \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \quad (1.116)$$

где p_x и V_x – давление и объем в расчетной точке процесса сжатия;

OX – абсцисса расчетной точки, мм.

Аналогично для политропы расширения определяется давление p_x в МПа по формулам:

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (1.117)$$

$$p_x = p_b \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \quad (1.118)$$

Абсцисса расчетной точки OX в мм определится по формуле:

$$OX = OA + AX, \quad (1.119)$$

где AX – перемещение поршня в мм, определяемое по формуле:

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (1.120)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$;

α – угол поворота коленчатого вала, град.

Значения λ выбираются по таблице 1.12.

Таблица 1.10 – Величина параметра λ различных ДВС

ДВС	λ
ВАЗ-2106	0,296
ЗМЗ-53-11	0,256
ЗИЛ-508.10	0,257
ЯМЗ-236М	0,264
КАМАЗ-740	0,270
Существующие	0,24 - 0,31

Политропы сжатия и расширения строятся в диапазонах $\alpha = 180^\circ - 360^\circ$ и $\alpha = 360^\circ - 540^\circ$ соответственно с шагом $\Delta \alpha_z = 10^\circ$. Результаты расчета заносятся в таблицу 1.13.

Таблица 1.11 – Результаты расчета политроп сжатия и расширения

α , град	$(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha)$	AX , мм	OX , мм	$\frac{OB}{OX}$	Сжатие		α , град	Расширение	
					$p_x = p_a \left(\frac{OB}{OX} \right)^{\eta_1}$, МПа	p_x / μ_p , мм		$p_x = p_b \left(\frac{OB}{OX} \right)^{\eta_2}$, МПа	p_x / μ_p , мм
180		AB	OB	1	p_a		540	p_b	
190							530		
200							520		
210							510		
220							500		
230							490		
240							480		
250							470		
260							460		
270							450		
280							440		
290							430		
300							420		
310							410		
320							400		
330							390		
340							380		
350							370		
360		0	OA	ε	p_c		360	p_z	

4) Между точками A и B проводятся прямые линии, параллельные оси абсцисс, ординаты которых соответствуют давлениям p_a , p_r , p_0 . Точка c соединяется отрезком с точкой z (для дизельного ДВС z'), точка b соединяется вертикальным отрезком с линией p_r в точке l , точка $г$ соединяется вертикальным отрезком с линией p_a в точке m .

Для дизельного ДВС через точку D параллельно оси абсцисс проводится полупрямая. Она пересекается в точке z' с вертикальной линией, проходящей через точку A , а также с линией политропы расширения в точке z . Величина отрезка $z'z$ должна совпасть со значением, полученным по формуле:

$$z'z = OA(\rho - 1). \quad (1.121)$$

Таким образом, получается теоретическая (расчетная) индикаторная диаграмма $r m a c (z') z b l r$.

5) Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической, т.к. в реальном ДВС за счет опережения зажигания или впрыска топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в ВМТ и повышает давление в конце хода сжатия. Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме. Открытие выпускного клапана до прихода поршня в НМТ снижает давление в конце хода расширения.

Для построения действительной индикаторной диаграммы находятся характерные точки. Давление в точке c'' , характеризующей момент достижения поршня ВМТ при сгорании, определяется по формуле:

$$p_{c''} = (1,15 - 1,25)p_c. \quad (1.122)$$

Точку b'' — момент достижения поршня НМТ в конце расширения — располагают между точками b и a . При этом давление $p_{b''}$ в МПа ориентировочно рассчитывается по формуле:

$$p_{b''} \approx \frac{p_b + p_a}{2}. \quad (1.123)$$

Точка z_δ характеризует действительное максимальное давление цикла $p_{z\delta}$ в МПа, определяемое по формулам:

- для бензинового ДВС

$$p_{z\delta} = 0,85 p_z, \quad (1.124)$$

- для дизельного ДВС

$$p_{z\delta} = p_z, \quad (1.125)$$

Положение точки z_δ должно соответствовать условию допустимой скорости нарастания давления K_p в МПа/град, которая определяется по формуле:

$$K_p = \frac{\Delta p}{\Delta \alpha_z}, \quad (1.126)$$

где Δp – нарастание давления в МПа, определяется по формуле:

$$\Delta p = p_{z\delta} - p_{c''}, \quad (1.127)$$

$\Delta \alpha_z$ – угол поворота коленчатого вала, соответствующий точке z_δ .

Для бензиновых ДВС:

$\Delta \alpha_z = 8^\circ - 12^\circ$; $K_p = (0,1 - 0,4)$ МПа/град;

для дизельных ДВС:

$\Delta \alpha_z = 6^\circ - 15^\circ$; $K_p = (0,2 - 0,5)$ МПа/град (при пленочном смесеобразовании);

$K_p = (1,0 - 1,2)$ МПа/град (при объемном смесеобразовании).

Положение точки z_∂ на индикаторной диаграмме $AX(z_\partial)$ определяется по формуле для перемещения поршня AX (2.116) при $\alpha = 360 + \Delta\alpha_z$. Поскольку точка z_∂ не может находиться за пределами индикаторной диаграммы, то должно выполняться следующие условие:

$$AX(z_\partial) < \frac{OB}{\sqrt[n_2]{\frac{p_{z_\partial}}{p_b}}} - OA. \quad (1.128)$$

Принимаются характерные углы:

- угол опережения начала впрыска топлива для дизелей $\alpha_\epsilon = 15^\circ - 25^\circ$ или угол опережения зажигания для бензиновых двигателей $\alpha_z = 30^\circ - 40^\circ$;
- продолжительность периода задержки воспламенения $\alpha_u = 8^\circ - 12^\circ$ для дизельных ДВС или $\alpha_u = 5^\circ - 18^\circ$ для бензиновых ДВС;
- значения фаз газораспределения выбираются по таблице 1.14.

Таблица 2.16 – Фазы газораспределения различных двигателей

ДВС	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	начало открытия до ВМТ $\alpha_{o.вн}$, град.	полное закрытие после НМТ $\alpha_{з.вн}$, град.	начало открытия до НМТ $\alpha_{o.в}$, град.	полное закрытие после ВМТ $\alpha_{з.в}$, град.
Бензиновый	10 - 35	40 - 85	40 - 70	10 - 50
Дизельный без наддува	15 - 20	30 - 50	40 - 60	15 - 45
Дизельный с наддувом	50 - 80	40 - 50	40 - 60	40 - 60
ВАЗ-2106	12	40	42	10
ЗМЗ-53-11	36	52	70	18
ЗИЛ-508.10	31	83	67	47
ЯМЗ-236М	20	46	66	20
КАМАЗ-740	13	49	66	10

Определяют углы поворота коленчатого вала α в градусах, соответствующие характерным точкам:

- f – начало впрыска топлива или подача искры $\alpha(f) = 360 - \alpha_6(\alpha_3)$;
- c' – начало видимого сгорания $\alpha(c') = 360 - \alpha_6(\alpha_3) + \alpha_u$;
- b' – начало открытия выпускного клапана $\alpha(b') = 540 - \alpha_{o.6}$;
- r' – начало открытия впускного клапана $\alpha(r') = 720 - \alpha_{o.6n}$;
- a'' – полное закрытие впускного клапана $\alpha(a'') = 180 + \alpha_{3.6n}$;
- a' – полное закрытие выпускного клапана $\alpha(a') = \alpha_{3.6}$.

Положение характерных точек по оси абсцисс определяется по формуле для перемещения поршня AX (1.120).

6) Соединение плавными кривыми точек $r\ a'\ a\ a''\ f\ c'\ c''\ z_\partial\ b'\ b''\ r'\ r$ позволяет получить действительную диаграмму. Рекомендуется использовать лекальную линейку. По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчета и правильности построения диаграммы определяется среднее индикаторное давление в МПа:

$$p_i = \frac{F_i \cdot \mu_p}{AB}, \quad (1.129)$$

где F_i – площадь действительной индикаторной диаграммы, заключенная внутри линии $a\ a''\ f\ c'\ c''\ z_\partial\ b'\ b''\ a$, мм².

Величина p_i , полученная по индикаторной диаграмме, не должна отличаться от величины p_i , полученной в тепловом расчете, более чем на 10 %.

1.13 Контрольные вопросы

1. Как влияют на показатели двигателя повышение (снижение) давления p_0 и T_0 ?
2. Как влияет увеличение (уменьшение) сопротивления на выпуске на показатели двигателя?
3. Как влияет на показатели двигателя слой нагара на стенках камеры сгорания?
4. Как влияет на показатели двигателя неполно открытая дроссельная заслонка?
5. Как влияет на показатели двигателя засоренность воздушного фильтра?
6. Как влияет на показатели двигателя чрезмерно малый тепловой зазор в клапанах?
7. Как влияет на показатели двигателя чрезмерно большой тепловой зазор в клапанах?
8. Как влияет на показатели двигателя плохая компрессия из-за неисправностей поршневой группы или неполного прилегания клапанов газораспределения к седлам?
9. Как изменятся показатели двигателя при отсутствии механических потерь?
10. Как изменятся показатели двигателя при использовании топлива с более высокими теплотворными способностями?
11. Как изменятся показатели двигателя при использовании топлива с более низкими теплотворными способностями?

2 Расчет внешней скоростной характеристики ДВС

Внешней скоростной характеристикой (ВСХ) ДВС называют зависимости показателей работы ДВС от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке для бензинового ДВС или положении рейки топливного насоса у дизельного ДВС, соответствующего максимальной подаче топлива. С достаточной степенью точности ВСХ можно построить по результатам теплового расчета, используя эмпирические зависимости.

Расчетные точки кривых характеристики определяются через каждые (200 – 500) мин⁻¹ в интервале:

- для бензиновых ДВС

от $n_{min} = (600 - 1000)$ мин⁻¹ до $n_{max} = (1,05 - 1,20) n$;

- для дизельных ДВС

от $n_{min} = (300 - 800)$ мин⁻¹ до $n_{max} = n$.

Для расчета эффективной мощности N_{ex} в кВт и эффективного удельного расхода топлива g_{ex} в г/(кВт·ч) используются следующие зависимости:

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n} \left[c_1 + c_2 \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right]; \quad (2.1)$$

$$g_{ex} = g_e \left[c_3 - c_4 \frac{n_x}{n} + c_5 \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

где N_{ex} и g_{ex} – эффективные мощность и удельный расход топлива при искомой частоте вращения коленчатого вала n_x ;

N_e и g_e – номинальная мощность ДВС и соответствующий ей удельный расход топлива;

n – частота вращения коленчатого вала при N_e , мин⁻¹;

$c_1, \dots, c_5$ – коэффициенты, значения которых представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1– Значения коэффициентов c_i

Тип ДВС	Значения коэффициентов				
	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
Бензиновый	1	1	1,2	1	0,8
Дизельный:					
- с неразделенной камерой сгорания	0,87	1,13	1,55	1,55	1
- с предкамерой	0,6	1,4	1,2	1,2	1
- с вихревой камерой сгорания	0,7	1,3	1,35	1,35	1

Точки кривой среднего эффективного давления p_{ex} в МПа определяются по формуле:

$$p_{ex} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{ex}}{V_l \cdot n_x}. \quad (2.3)$$

Точки кривой эффективного крутящего момента M_{ex} в Н·м определяются по формуле:

$$M_{ex} = \frac{30000 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x}. \quad (2.4)$$

Часовой расход топлива G_{Tx} в кг/ч определяется по зависимости:

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (2.5)$$

Точки кривой среднего давления механических потерь p_{mx} в МПа определяются по формуле:

$$p_{mx} = a_m + b_m \frac{S \cdot n_x}{30000}, \quad (2.6)$$

где a_m и b_m – коэффициенты, значения которых приняты в тепловом расчете.

Точки кривой среднего индикаторного давления p_{ix} в МПа определяются по формуле:

$$p_{ix} = p_{ex} + p_{mx}. \quad (2.7)$$

Точки кривой мощности механических потерь N_{mx} в кВт определяются по формуле:

$$N_{mx} = \frac{V_l \cdot n_x \cdot p_{mx}}{30 \cdot \tau}. \quad (2.8)$$

Точки кривой индикаторной мощности N_{ix} в кВт определяются по формуле:

$$N_{ix} = N_{ex} + N_{mx}. \quad (2.9)$$

Расчетные точки кривой индикаторного крутящего момента M_{ix} в Н·м определяются по формуле:

$$M_{ix} = \frac{30000 \cdot N_{ix}}{\pi \cdot n_x}. \quad (2.10)$$

Зависимость индикаторного удельного расхода топлива g_{ix} в г/(кВт·ч):

$$g_{ix} = \frac{1000 \cdot G_{Tx}}{N_{ix}}. \quad (2.11)$$

Задается закон изменения коэффициента избытка воздуха α_x по частоте вращения n_x . Для бензиновых ДВС значение α_x принимается постоянным на всем частотном диапазоне, кроме n_{min} . При $n_x = n_{min}$ следует принимать горючую смесь несколько обогащенную, чем при $n_x = n$, т.е. $\alpha_{n_{min}} = (0,85 - 0,95)\alpha_n$. Для дизельных ДВС $\alpha_{n_{min}} = (0,7 - 0,8)\alpha_n$, а закон изменения принимается линейным:

$$\alpha_x = \alpha_{n_{min}} + \frac{(n_x - n_{min})(\alpha_n - \alpha_{n_{min}})}{n - n_{min}}. \quad (2.12)$$

Расчетные точки коэффициента наполнения определяются по формуле:

$$\eta_{V_x} = \frac{p_{ex} \cdot l_0 \cdot \alpha_x \cdot g_{ex}}{3600 \cdot \rho_k}. \quad (2.13)$$

Аналитически определяются максимальные значения среднего эффективного давления $p_{e.max}$ МПа и эффективного крутящего момента $M_{e.max}$ в Н·м, а также минимальное значение эффективного удельного расхода топлива $g_{e.min}$ в г/(кВт·ч). Для этих значений находятся частоты вращения коленчатого вала – соответственно n_p , n_M и n_g .

Максимальное значение среднего эффективного давления $p_{e.max}$, МПа определяется по формуле:

$$p_{e.max} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e (c_1 + 0,25 \cdot c_2^2)}{V_d \cdot n}, \quad (2.14)$$

а соответствующая ему частота n_p в мин^{-1} :

$$n_p = \frac{c_2 \cdot n}{2}. \quad (2.15)$$

Максимальное значение эффективного крутящего момента $M_{e.max}$ в Н·м определяется по формуле:

$$M_{e.max} = \frac{30000 \cdot N_e \cdot (c_1 + 0,25 \cdot c_2^2)}{\pi \cdot n}, \quad (2.16)$$

при частоте n_M в мин⁻¹:

$$n_M = n_p = \frac{c_2 \cdot n}{2}. \quad (2.17)$$

Минимальное значение эффективного удельного расхода топлива $g_{e.min}$ в г/(кВт·ч) определится по формуле:

$$g_{e.min} = g_e \left(c_3 - 0,25 \frac{c_4^2}{c_5} \right), \quad (2.18)$$

при частоте n_n в мин⁻¹:

$$n_g = \frac{c_4 n}{2c_5}. \quad (2.19)$$

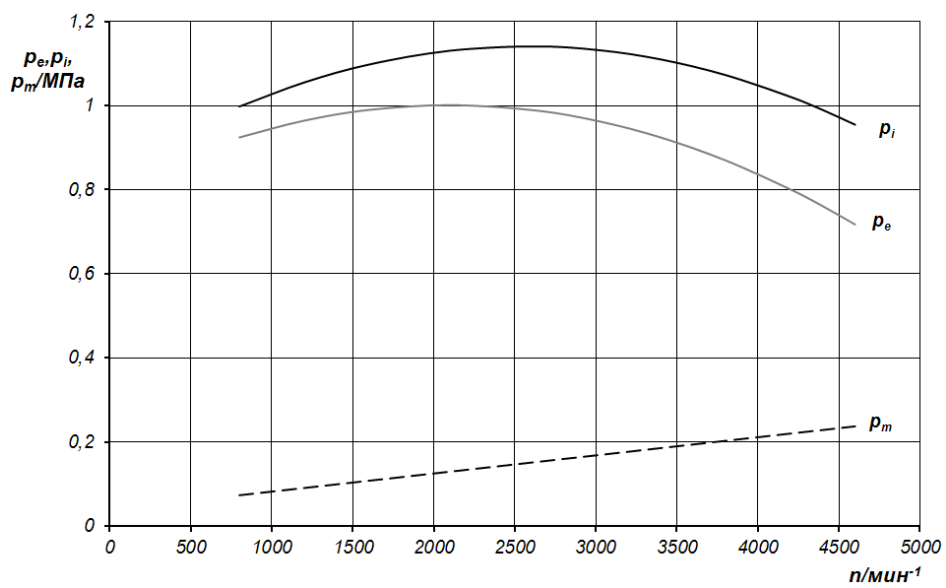
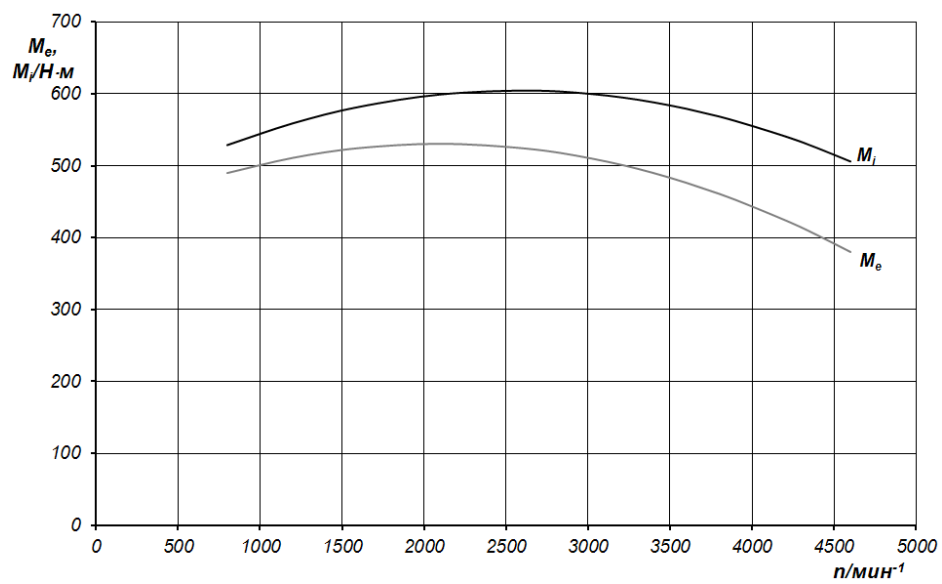
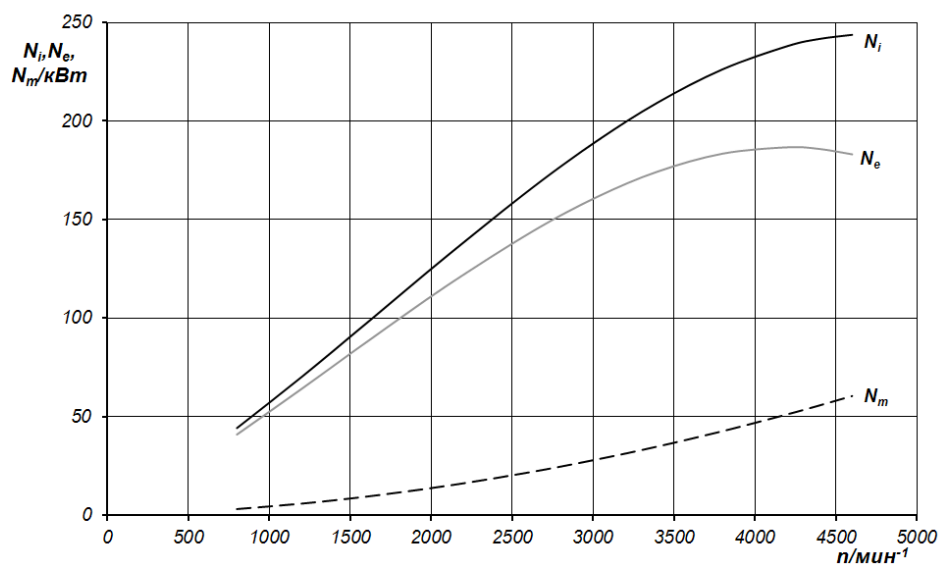
Все результаты расчетов сводятся в таблицу 2.2 (причем необходимо учесть рассчитанные значения n_p , n_M и n_g , т. е. $p_{e.max}$, $M_{e.max}$ и $g_{e.min}$).

По данным таблицы строятся графики ВСХ, примеры которых для бензинового ДВС показаны на рисунке 2.1.

Таблица 2.2 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики

n_x	Параметры внешней скоростной характеристики												
	$N_{ex},$ кВт	$g_{ex},$ $\frac{z}{\kappa B m \cdot y}$	$p_{ex},$ МПа	$M_{ex},$ Н·м	$G_{Tx},$ кг/ч	$p_{ix},$ МПа	$p_{mx},$ МПа	$N_{mx},$ кВт	$N_{ix},$ кВт	$g_{ix},$ $\frac{z}{\kappa B m \cdot y}$	$M_{ix},$ Н·м	α_x	η_{Vx}
n_{min}													
n_M													
n_g													
n^*													
n_{max}													

* - для бензиновых ДВС



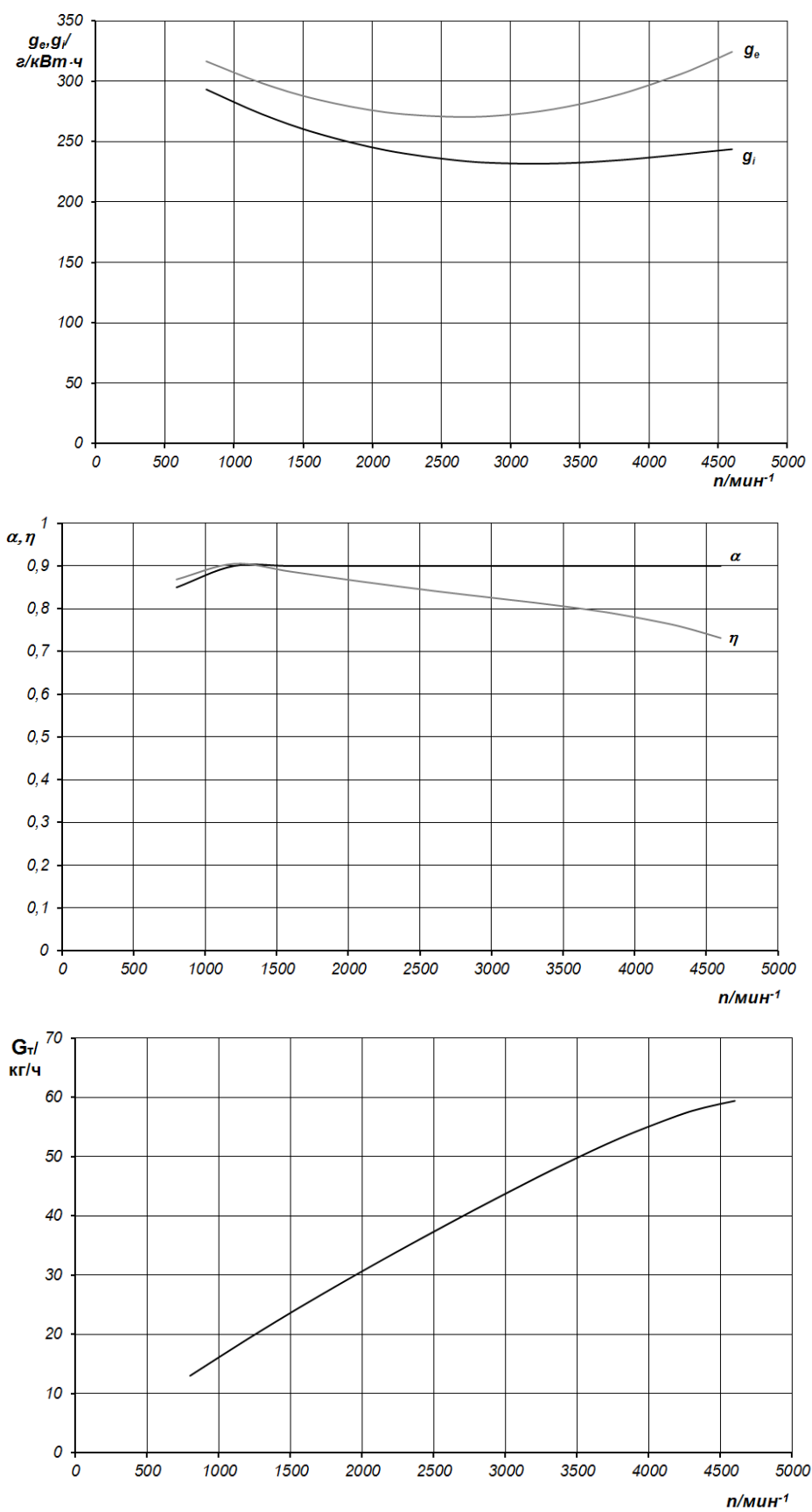


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика бензинового ДВС

2.1 Контрольные вопросы

1. Сформулируйте основные этапы построения ВСХ.
2. Сформулируйте основные правила построения ВСХ.
3. Назовите условия проверки правильности расчетов ВСХ.
4. Почему необходимо учитывать частоту вращения коленчатого вала, соответствующую максимальному крутящему моменту?
5. Почему необходимо учитывать частоту вращения коленчатого вала, соответствующую минимальному удельному эффективному расходу топлива?

3 Динамический расчет КШМ

При работе ДВС на детали КШМ действуют силы давления газов в цилиндре и силы инерции движущихся масс механизма, пример которых показан на рисунке 3.1.

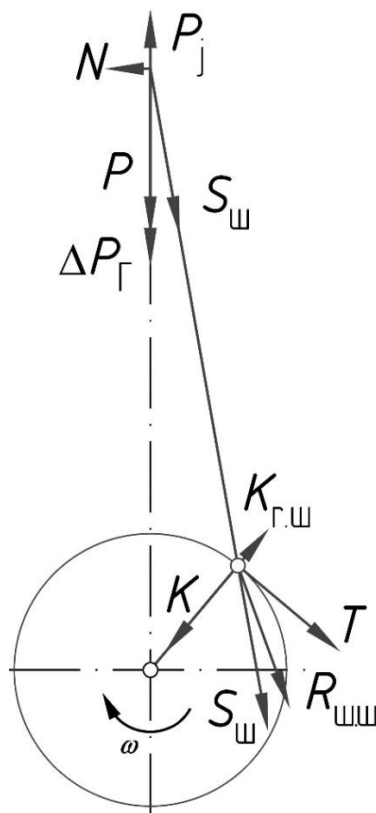


Рисунок 3.1 – Схема действия сил в КШМ

Различают силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс K_r . От сил давления газов и сил инерции возникают производные от них силы трения, силы полезного сопротивления на коленчатом валу, реакции на опорах коленчатого вала и двигателя. Расчет и анализ сил, действующих в КШМ, необходимы для выполнения расчета деталей ДВС на прочность, определения нагрузок на подшипники коленчатого вала и прогнозирования их износа, анализа уравновешенности и расчета подвески двигателя, определения неравномерности вращения коленчатого вала и расчета маховика.

В течение каждого рабочего цикла значения и направления сил, действующих в КШМ, изменяются. Для выявления характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала α и построения соответствующих графиков необходимо рассчитать их значения при определенных положениях вала через 10° в диапазоне от нуля до 720° . За ноль принимается такое положение кривошипа, при котором поршень находится в начале такта впуска.

Исходные данные (из теплового расчета):

- индикаторная диаграмма в координатах $p_z - V$;
- частота вращения коленчатого вала n , мин^{-1} ;
- диаметр цилиндра D , м;
- ход поршня S , м;
- отношение λ радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$.

3.1 Расчет силовых факторов, действующих в КШМ

Для удобства выполнения расчетов силовых факторов, действующих в КШМ, индикаторная диаграмма из координат $p_z = f(V)$ или $p_z = \varphi(S)$ перестраивается в координаты $\Delta p_z = \varphi(\alpha)$.

Перестроение индикаторной диаграммы производится графоаналитическим методом. Для этого используются данные из теплового расчета (таблица 1.15) по перемещению поршня AX в пределах его хода от верхней мертвой точки до нижней мертвой точки (например, в диапазоне $\alpha = 360^\circ - 540^\circ$) с шагом 10° . В соответствии с рисунком 3.2 под индикаторной диаграммой строится вспомогательная шкала α в диапазоне $0^\circ - 720^\circ$.

Из точек делений шкалы проводятся вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы.

Справа от индикаторной диаграммы проводятся оси координат, где по оси ординат откладываются сила ΔP_z , а по оси абсцисс – угол α .

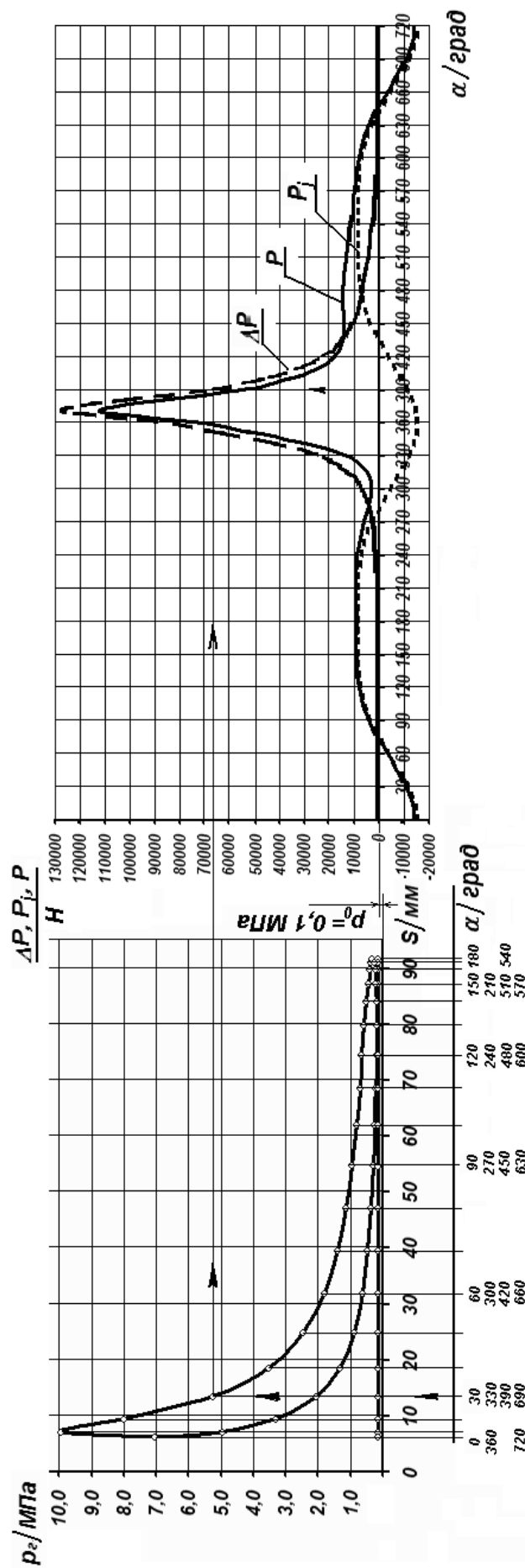


Рисунок 3.2 – Перестроение индикаторной диаграммы и графики зависимостей сил давления газов P_2 , инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_i и суммарной P от α

Сила давления газов ΔP_z в Н в общем случае определяется по формуле:

$$\Delta P_z = (p_z - p_0) F_{\Pi} \cdot 10^6. \quad (3.1)$$

где p_z – индикаторное давление газов (давление над поршнем) при заданном угле поворота кривошипа, МПа;

p_0 – давление в картере ДВС (под поршнем), МПа; принимается равным атмосферному – $p_0 = 0,1$ МПа;

F_{Π} – площадь поршня, м²; определяется из выражения

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (3.2)$$

Поскольку силу на поршень создает избыточное давление газов, отсчет ординат на индикаторной диаграмме при перестроении следует производить от атмосферного давления. Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе является графиком изменения сил давления газов $\Delta P_z = \varphi(\alpha)$. Масштаб этих сил μ в Н/мм определяется по формуле:

$$\mu = 10^6 \cdot \mu_p \cdot F_{\Pi}, \quad (3.3)$$

где μ_p – масштаб давления в МПа/мм, принятый при построении индикаторной диаграммы.

Определение силы давления газов таким образом сводится к умножению ординат графика $\Delta P_z = \varphi(\alpha)$ на масштаб сил μ . Результаты расчета ΔP_z сводятся в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты вычисления сил, действующих в КШМ

α , град	ΔP_z		P_j		P		$S_{ш}$		N		K		T		$R_{ш.ш}$	
	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н
0																
10																
720																

Для определения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс необходимо определить массу m_j в кг частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_n + m_{ш.н}, \quad (3.4)$$

где m_n – масса поршневого комплекта (поршень, палец, поршневые кольца), кг;

$m_{ш.н}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно движущимся массам, кг.

Для большинства существующих конструкций автомобильных ДВС:

$$m_{ш.н} = (0,25 - 0,3) \cdot m_{ш}, \quad (3.5)$$

где $m_{ш}$ – масса шатуна в сборе, кг.

Массы m_n и $m_{ш}$ рассчитываются по чертежам деталей или выбираются по статистическим данным по следующим зависимостям:

$$m_n = m_n' \cdot F_{II}, \quad (3.6)$$

$$m_{ш} = m_{ш}' \cdot F_{II}, \quad (3.7)$$

где m_n' и $m_{ш}'$ - удельные массы соответственно поршня и шатуна, значения которых приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Удельная масса в кг/м² элементов КШМ

Элемент КШМ	Бензиновые ДВС при диаметре поршня, мм		Дизельные ДВС при диаметре поршня, мм	
	60 - 80	80 - 120	80 - 100	100 - 140
Поршень:				
- алюминиевый сплав	80 - 120	100 - 150	150 - 220	200 - 300
- чугун	150 - 200	180 - 250	250 - 320	300 - 400
Шатун	100 - 150	130 - 200	250 - 320	300 - 400

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в Н определяется по формуле:

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos \alpha), \quad (3.8)$$

где R – радиус кривошипа в м; определяется по формуле

$$R = 0,5 \cdot S; \quad (3.9)$$

ω – угловая скорость коленчатого вала в рад/с; определяется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (3.10)$$

Расчеты P_j проводятся для тех же значений α , для которых определялась ΔP_z . Результаты расчета сводятся в таблицу 3.1.

Суммарная сила P в Н, действующая на поршневой палец, определяется алгебраическим сложением сил давления газов ΔP_z и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j по формуле:

$$P = \Delta P_z + P_j. \quad (3.11)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 3.1.

От действия суммарной силы P возникают следующие силы:

- суммарная нормальная (боковая) сила N в Н, направленная перпендикулярно оси цилиндра; определяется по формуле:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (3.12)$$

- суммарная сила, действующая вдоль шатуна $S_{ш}$ в Н, определяется по формуле:

$$S_{ш} = P \frac{1}{\cos \beta}, \quad (3.13)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра, $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$.

Причем $\vec{P} = \vec{N} + \vec{S}_{ш}$.

От действия суммарной силы, действующей вдоль шатуна $S_{ш}$, возникают следующие силы:

- суммарная радиальная сила K в Н, направленная по радиусу кривошипа; определяется по формуле:

$$K = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (3.14)$$

- суммарная тангенциальная сила T в Н, направленная перпендикулярно к радиусу кривошипа; определяется по формуле:

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.15)$$

Причем $\vec{S}_{ш} = \vec{K} + \vec{T}$.

Результаты расчета сил N , $S_{ш}$, K , T сводятся в таблицу 3.1.

Центробежная сила инерции вращающейся части шатуна $K_{г.ш}$ в Н, направленная по радиусу кривошипа и нагружающая шатунную шейку (шатунный подшипник):

$$K_{г.ш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.16)$$

где $m_{ш.к}$ – часть массы шатуна, отнесенная к вращающимся массам, кг, определяется по формуле:

$$m_{ш.к} = m_{ш} - m_{ш.н}. \quad (3.17)$$

Поскольку результирующая сила $R_{ш.ш}$, действующая на шатунную шейку представляет собой геометрическую сумму:

$$\vec{R}_{ш.ш} = \vec{T} + \vec{K} + \vec{K}_{r.ш}, \quad (3.18)$$

то абсолютное значение этой силы в Н определится по формуле:

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{r.ш})^2}. \quad (3.19)$$

Результаты вычисления силы $R_{ш.ш}$ сводятся в таблицу 3.1.

3.2 Построение графиков сил и моментов

Графики изменения сил, действующих в КШМ, в зависимости от угла поворота кривошипа строятся в прямоугольной системе координат по данным таблицы 3.1 (рисунки 3.2 и 3.3). При этом рекомендуется на одной координатной сетке группировать несколько графиков:

$(\Delta P_c, P_j, P); (S_{ш}, N); (K, T)$.

Все графики строятся в одном масштабе μ , с одинаковым шагом угла поворота кривошипа, а прямоугольные координатные сетки располагаются одна под другой.

Строится полярная диаграмма силы $R_{ш.ш}$ для ориентирования ее действия относительно шатунной шейки (рисунок 3.4). Первоначально производится построение полярной диаграммы силы $S_{ш}$. Исходят из условия, что кривошип зафиксирован в ВМТ, а цилиндр вращается в обратную сторону с угловой скоростью ω . Так как $\vec{S}_{ш} = \vec{K} + \vec{T}$, то полярную диаграмму для этой силы получают откладыванием в прямоугольных координатах значений сил T и K для различных углов α . Положительные значения T необходимо откладывать вправо по оси абсцисс, а положительные значения K – вниз по оси ординат. Соединив точки с координатами $(T; K)$ при соответствующих углах α плавной кривой, получают полярную диаграмму силы $S_{ш}$. Для получения полярной диаграммы $R_{ш.ш}$ в полярной диаграмме $S_{ш}$ ось O перемещают по вертикали вниз в точку $O_{ш}$ на величину силы $K_{r.ш}$. Точка $O_{ш}$ – полюс полярной диаграммы $R_{ш.ш}$.

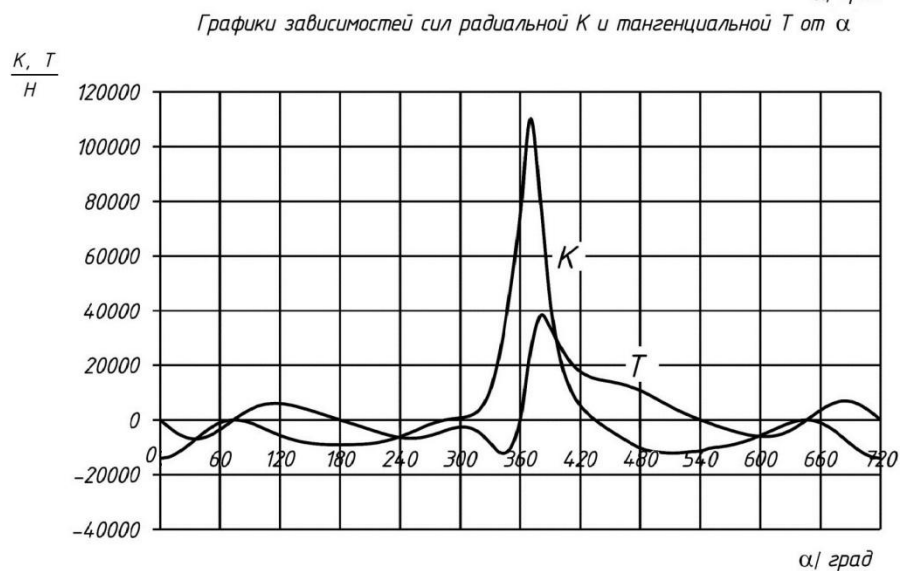
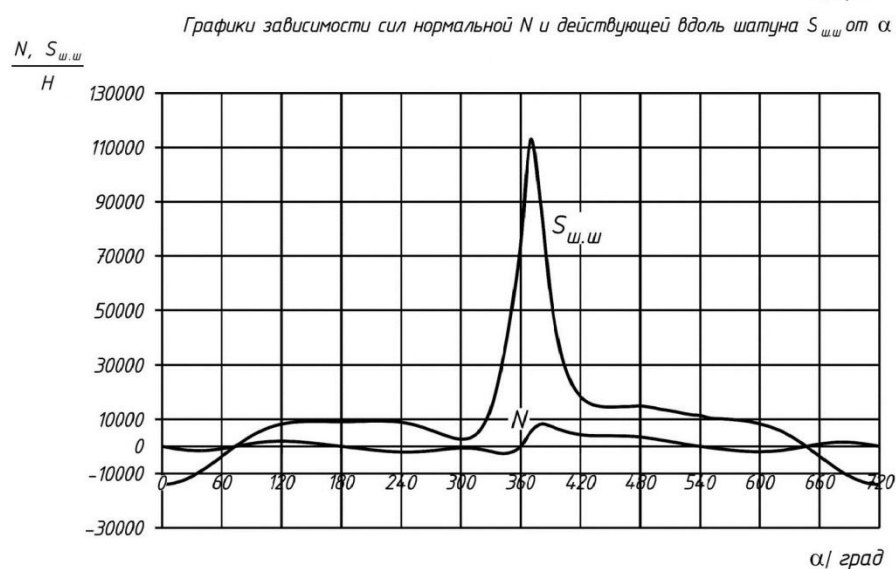
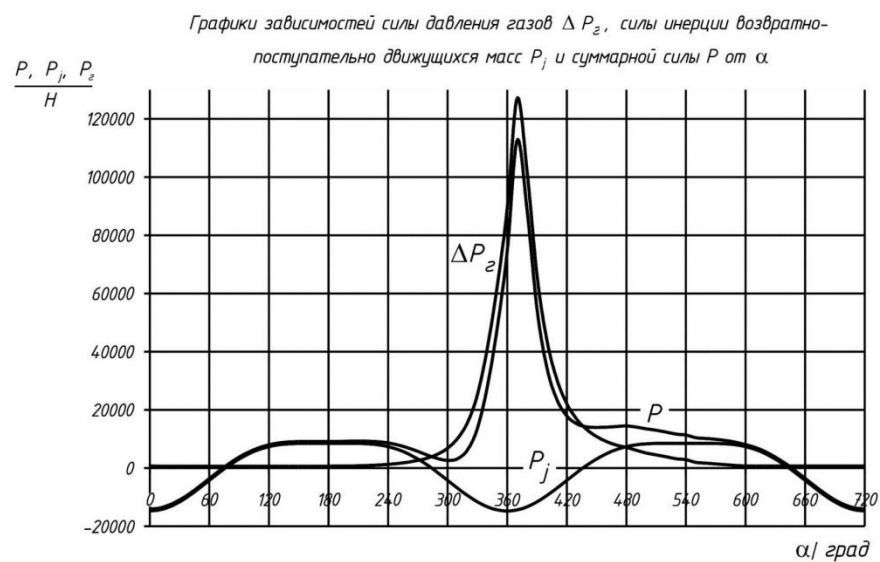


Рисунок 3.3 – Графики зависимостей сил нормальной N , действующей вдоль шатуна $S_{ш}$, радиальной K и тангенциальной T от у.п.к.в α

Полярная диаграмма силы, действующей на шатунную шейку $R_{ш.ш}$

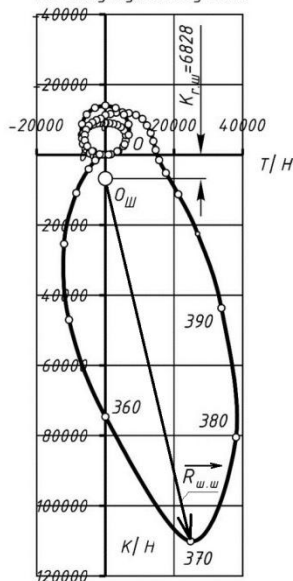


График зависимости силы, действующей на шатунную шейку $R_{ш.ш}$ от α

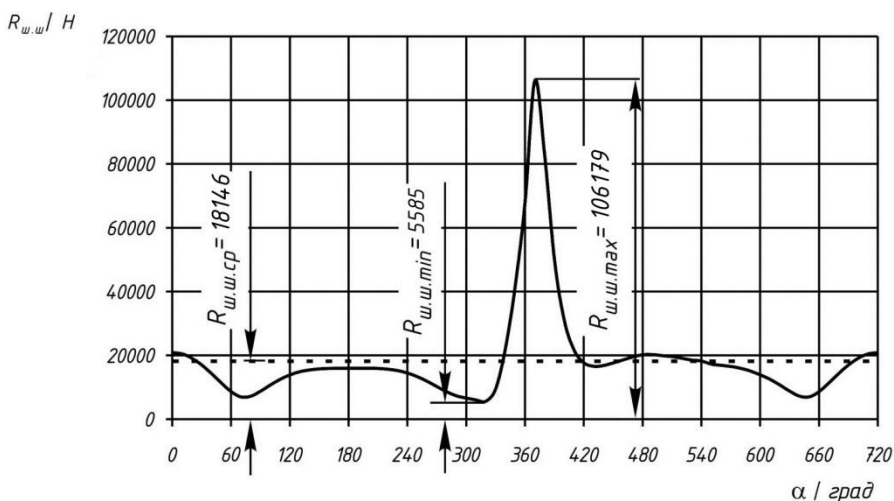


Рисунок 3.4 – Полярная диаграмма и график зависимости силы, действующей на шатунную шейку $R_{ш.ш}$

По графику силы $R_{ш.ш}$ в прямоугольной системе координат определяются ее максимальное $R_{ш.ш,max}$ и минимальное $R_{ш.ш,min}$ значения, а также среднее значение $R_{ш.ш,ср}$ в Н по формуле:

$$R_{ш.ш,ср} = \frac{F \cdot \mu}{l}, \quad (3.20)$$

где F – площадь, ограниченная кривой $R_{ш.ш} = f(\alpha)$ и осью абсцисс, мм^2 ;

l – длина диаграммы по оси α , мм;

μ – принятый в динамическом расчете масштаб сил, Н/мм.

Полученные результаты по силе $R_{ш.ш}$ используются в дальнейшем в гидродинамическом расчете шатунного подшипника.

Кривая тангенциальных сил T в масштабе $\mu_{M_{кр}} = \mu R$ в Н·м/мм является кривой изменения индикаторного крутящего момента $M_{кр} = TR$, развиваемого одним цилиндром. Построение графика суммарного индикаторного крутящего

момента $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ многоцилиндрового ДВС (с равномерным чередованием одноименных процессов) сводится к суммированию крутящих моментов от всех цилиндров с учетом чередования вспышек.

Так как величины и характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь значения крутящего момента одного цилиндра. При разных интервалах между вспышками крутящий момент будет периодически изменяться для четырехтактных ДВС через $\Theta = \frac{720}{i}$ градуса.

Результирующая кривая $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента ДВС в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала.

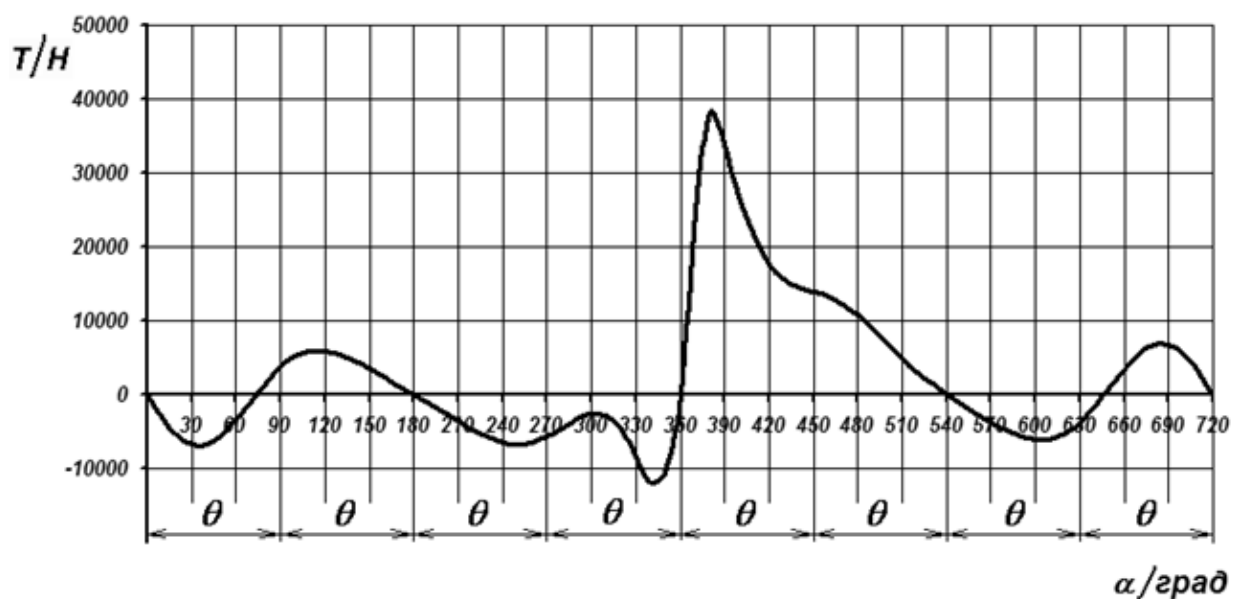
Среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр.ср}$ (индикаторный крутящий момент) в Н·м определяется графоаналитическим способом по формуле:

$$\Sigma M_{кр.ср} = \frac{(F_1 - F_2) \mu_{M_{кр}}}{l}, \quad (3.21)$$

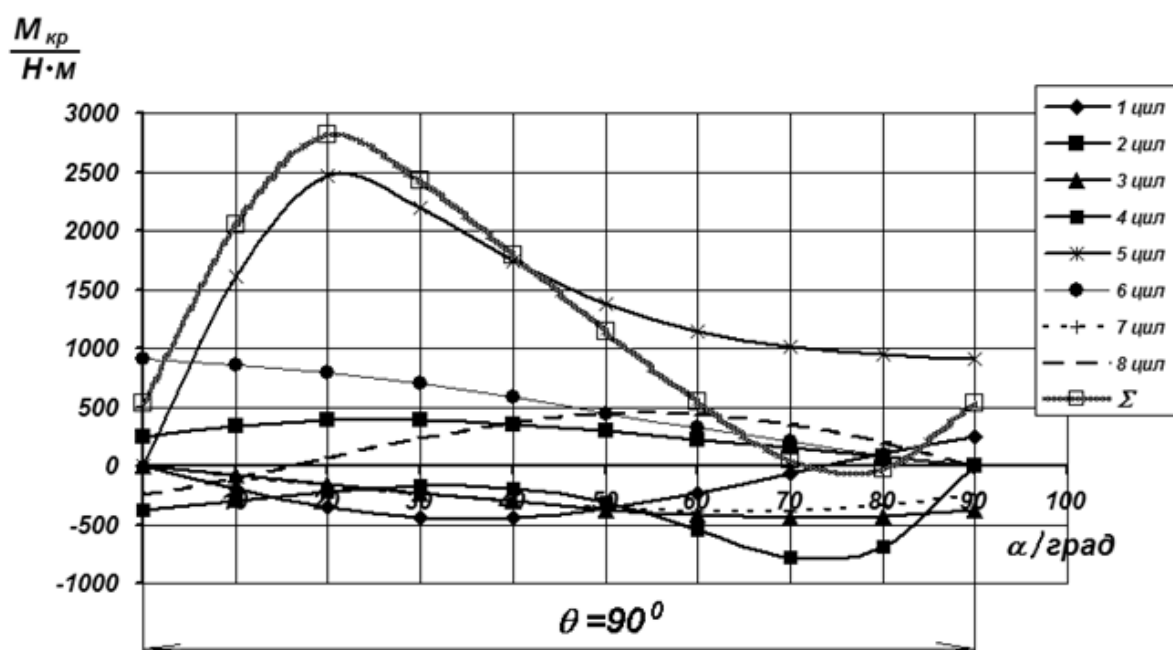
где F_1 и F_2 – площади, ограниченные кривой $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ соответственно выше и ниже оси абсцисс в пределах одного периода, мм² (при $i \geq 6$ в большинстве случаев $F_2 = 0$);

l – длина графика в пределах одного периода, мм.

Построение кривой суммарного крутящего момента осуществляется графическим способом. Для этого кривую крутящего момента одного цилиндра разбивается на столько равных частей по длине, сколько цилиндров в ДВС (рисунок 3.5, а). Все участки кривой сводятся на новой координатной сетке длиной θ и графически суммируются ординаты (рисунок 3.5, б).



а)



б)

Рисунок 3.5 – Построение графика суммарного индикаторного момента многоцилиндрового ДВС при равномерном чередовании процессов: а – исходный график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром; б – построение графика суммарного момента

Коэффициент неравномерности крутящего момента ν_n определяется по формуле

$$\nu_n = \frac{\sum M_{кр. max} - \sum M_{кр. min}}{\sum M_{кр. ср}}, \quad (3.22)$$

где $\sum M_{кр. max}$, $\sum M_{кр. min}$ и $\sum M_{кр. ср}$ – соответственно максимальный, минимальный и средний индикаторные крутящие моменты ДВС.

Эффективный крутящий момент ДВС в Н·м:

$$M_e = \sum M_{кр. ср} \cdot \eta_m, \quad (3.23)$$

где η_m – механический КПД ДВС.

Полученное значение M_e не должно отличаться более чем на 5 % от рассчитанного в тепловом расчете значения M_e .

3.3 Контрольные вопросы

1. Какая связь между результатами теплового расчета ДВС и динамическим расчетом КШМ?
2. Опишите порядок построения индикаторной диаграммы.
3. Какие приемы используются для повышения точности и достоверности результатов расчета?
4. Как изменится характер нагружения КШМ при пропуске зажигания?
5. С какой целью проводится динамический расчет КШМ?

4 Расчет деталей и систем ДВС

4.1 Расчет деталей на прочность

Расчет деталей с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя, производится по формулам сопротивления материалов и деталей машин. Применяемые методы расчета позволяют получить напряжения и деформации, являющиеся лишь условными величинами и характеризующие только сравнительную напряженность рассчитываемой детали.

Основными нагрузками, действующими на детали ДВС, являются силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия от упругих колебаний и тепловых нагрузок.

4.2 Поршень

Основные размеры поршневой группы, в соответствии с рисунком 4.1, определяются по соотношениям, представленным в таблице 4.1.

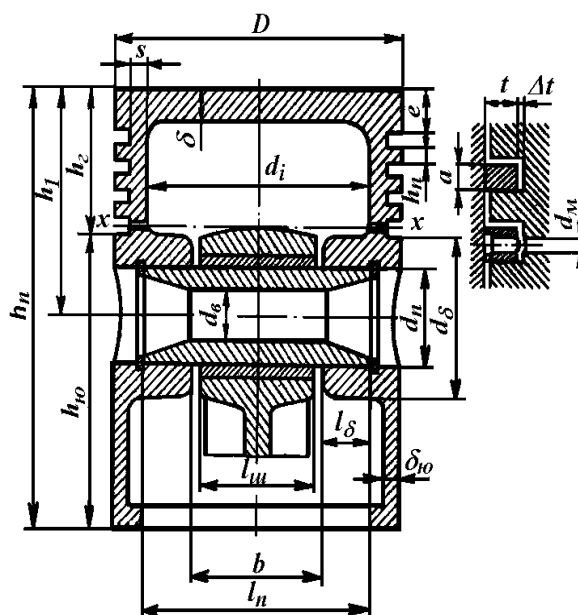


Рисунок 4.1 – Расчетная схема поршневой группы

Таблица 4.1 – Размеры элементов поршневой группы

Элементы поршневой группы	Значения размеров в мм	
	бензиновые ДВС	дизельные ДВС
Высота поршня h_{II}	$(0,8 - 1,3)D$	$(1,0 - 1,7)D$
Расстояние от верхней кромки поршня до оси пальца h_I	$(0,45 - 0,75)D$	$(0,6 - 1,0)D$
Толщина днища поршня δ	$(0,05 - 0,10)D$	$(0,12 - 0,20)D$
Высота юбки поршня $h_{ю}$	$(0,6 - 0,8)D$	$(0,6 - 1,1)D$
Диаметр бобышки d_b	$(0,3 - 0,5)D$	$(0,3 - 0,5)D$
Расстояние между торцами бобышек b	$(0,3 - 0,5)D$	$(0,3 - 0,5)D$
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$	1,5 - 4,5	2,0 - 5,0
Толщина стенки головки поршня s	$(0,05 - 0,10)D$	$(0,05 - 0,10)D$
Расстояние до первой поршневой канавки e	$(0,06 - 0,12)D$	$(0,11 - 0,20)D$
Толщина первой кольцевой перемычки h_n	$(0,03 - 0,05)D$	$(0,04 \dots 0,07)D$
Радиальная толщина кольца t :		
- компрессионного	$(0,04 - 0,045)D$	$(0,04 - 0,05)D$
- маслосъемного	$(0,038 - 0,043)D$	$(0,038 - 0,043)D$
Высота кольца a	2...4	3 - 5
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии A_0	$(2,5 - 4) t$	$(3,2 - 4) t$
Радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt		
- компрессионного	0,70 - 0,95	0,70 - 0,95
- маслосъемного	0,80 - 1,1	0,80 - 1,1
Внутренний диаметр поршня d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Число масляных отверстий в поршне n'_M	6 - 12	6 - 12
Диаметр масляного канала d_M	$(0,3 - 0,5)a$	$(0,3 - 0,5)a$
Наружный диаметр пальца d_n	$(0,22 - 0,28)D$	$(0,30 - 0,38)D$
Внутренний диаметр пальца d_g	$(0,65 - 0,75)d_n$	$(0,50 - 0,70)d_n$
Длина пальца l_n		
- закрепленного	$(0,88 - 0,93)D$	$(0,88 - 0,93)D$
- плавающего	$(0,78 - 0,88)D$	$(0,80 - 0,90)D$
Длина втулки шатуна $l_{ш}$		
- закрепленного	$(0,28 - 0,32)D$	$(0,28 - 0,32)D$
- плавающего	$(0,33 - 0,45)D$	$(0,33 - 0,45)D$

Проверочный расчет элементов поршня осуществляется без учета переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений. Среди элементов поршня рассчитывается его днище, стенка головки и юбка.

4.2.1 Днище поршня

Днище поршня проверяется на поперечный изгиб как круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр и нагруженная равномерно распределенной нагрузкой максимального давления газов при сгорании $p_{z.max}$. Для бензиновых ДВС наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента. Для дизельных ДВС максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

Максимальное напряжение изгиба в диаметральной сечении днища поршня $\sigma_{из}$ в МПа определяется по формуле:

$$\sigma_{из} = p_{z.max} \left(\frac{d_i}{2\delta} \right)^2, \quad (4.1)$$

где δ , d_i – размеры поршня, определенные по таблице 4.1, м;

$p_{z.max}$ – максимальное давление сгорания, МПа:

- для бензиновых ДВС $p_{z.max} = (1,14 - 1,17) p_z$;
- для дизельных ДВС $p_{z.max} = p_z$,

где p_z – величина давления в конце сгорания в МПа из теплового расчета ДВС без учета скругления индикаторной диаграммы.

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений изгиба $[\sigma_{из}]$ лежат в следующих пределах:

- для поршней из алюминиевых сплавов (20 - 25) МПа;
- для поршней из чугуна (40 - 50) МПа.

При наличии ребер жесткости на днище поршня допустимые значения напряжений изгиба могут быть увеличены в 3 - 4 раза.

4.2.2 Головка поршня

Головка поршня в сечении $x - x$ (рисунок 4.1), ослабленная отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Для расчета напряжения сжатия определяются:

- диаметр поршня по дну канавок d_k в м по формуле:

$$d_k = D - 2(t + \Delta t), \quad (4.2)$$

где $D, t, \Delta t$ - размеры поршня, определенные по таблице 2.1, м;

- площадь продольного диаметрального сечения масляного канала F' в м^2 по формуле:

$$F' = \left(\frac{d_k - d_i}{2} \right) d_m, \quad (4.3)$$

где d_m, d_i - размеры поршня, определенные по таблице 4.1, м;

- площадь сечения $x - x$ головки поршня F_{x-x} в м^2 по формуле:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (4.4)$$

где n'_m - число масляных каналов, принятых по таблице 4.1;

- максимальная сжимающая сила $P_{z.max}$ в МН по формуле:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.5)$$

где F_{Π} – площадь поршня из динамического расчета, м².

Напряжение сжатия $\sigma_{сж}$ в МПа определяется по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z, \max}}{F_{x-x}}. \quad (4.6)$$

Допустимые значения напряжений на сжатие $[\sigma_{сж}]$ лежат в следующих пределах:

- для поршней из алюминиевых сплавов (30 - 40) МПа;
- для поршней из чугуна (60 - 80) МПа.

Для расчета напряжения разрыва в сечении $x-x$ определяются:

- максимальная угловая скорость вращения коленчатого вала при холостом ходе $\omega_{x.x. \max}$ в рад/с по формуле :

$$\omega_{xx \max} = \frac{\pi \cdot n_{xx \max}}{30}, \quad (4.7)$$

где $n_{x.x. \max}$ - максимальные обороты холостого хода, $n_{x.x. \max} = 1,1 n \text{ мин}^{-1}$;

- масса головки поршня с кольцами m_{x-x} в кг, расположенная выше сечения $x-x$ по формуле:

$$m_{x-x} = (0,4 - 0,6) m_{\Pi}, \quad (4.8)$$

где m_{Π} – масса поршневого комплекта из динамического расчета, кг.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в МН определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя по формуле:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{xx \max}^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (4.9)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна из динамического расчета;

R – радиус кривошипа из динамического расчета, м.

Напряжение разрыва σ_p в МПа определяется по формуле:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}. \quad (4.10)$$

Допустимые значения напряжений на разрыв $[\sigma_p]$ лежат в следующих пределах:

- для поршней из алюминиевых сплавов (4 - 10) МПа;
- для поршней из чугуна (8 - 20) МПа.

4.2.3 Юбка поршня

Юбка поршня проверяется на износостойкость по удельному давлению $q_{ю}$ в МПа на стенку цилиндра от максимальной боковой силы N_{max} , которая определяется по формуле:

$$q_{ю} = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D}, \quad (4.11)$$

где $h_{ю}$, D – размеры поршня, м;

N_{max} – наибольшая нормальная (боковая) сила, действующая на стенку цилиндра, определенная в динамическом расчете, МН.

Допустимые значения удельного давления $q_{ю}$ для современных ДВС составляют (0,33 - 0,96) МПа.

4.3 Поршневой палец

Расчет поршневого пальца включает определение удельных давлений пальца на втулку верхней головки шатуна и на бобышки, напряжений от изгиба и среза, а также деформации сечения пальца (овализации).

Расчетная сила P в МН, действующая на поршневой палец, определяется по формуле:

$$P = p_{z \max} \cdot F_{II} + k \cdot P_j, \quad (4.12)$$

где

- для бензиновых ДВС:

$p_{z \max} = (1,14 - 1,17) p_z$ – максимальное давление газов на режиме максимального крутящего момента по тепловому расчету, МПа;

$k = (0,76 - 0,86)$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

F_n – площадь поршня из динамического расчета, м²;

P_j – сила инерции поршневой группы при максимальном крутящем моменте (при $n = n_M$) в МН, которая определяется по формуле:

$$P_j = -m_n \cdot R \cdot \omega_M^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (4.13)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна из динамического расчета;

R – радиус кривошипа из динамического расчета, м.

m_n – масса поршневого комплекта из динамического расчета, кг;

ω_m – угловая скорость вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента в рад/с, определенная по формуле:

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30}, \quad (4.14)$$

где n_m – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте из расчета внешней скоростной характеристики двигателя, мин⁻¹;

- для дизельных ДВС:

$p_{z.max} = p_z$ – максимальное давление газов на номинальном режиме, МПа;

$k = 0,68 - 0,81$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

F_n – площадь поршня из динамического расчета, м²;

P_j – сила инерции поршневой группы при номинальной частоте вращения коленчатого вала n в МН, которая определяется по формуле:

$$P_j = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (4.15)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине из динамического расчета;

R – радиус кривошипа из динамического расчета, м.

m_n – масса поршневого комплекта из динамического расчета, кг;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности в рад/с, определенная по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (4.16)$$

где n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна q_{III} в МПа определяется по формуле:

$$q_{III} = \frac{P}{d_n \cdot l_{uz}}, \quad (4.17)$$

где d_n – наружный диаметр пальца по таблице 4.1, м;

l_{uz} – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна по таблице 4.1, м.

Удельное давление плавающего пальца на бобышки q_b в МПа определяется по формуле:

$$q_b = \frac{P}{d_n(l_n - b)}, \quad (4.18)$$

где l_n – общая длина пальца, м;

b – расстояние между торцами бобышек, м.

Допустимые значения удельного давления $[q_{III}]$ для современных ДВС составляют (20 - 60) МПа, а допустимые значения удельного давления $[q_b]$ составляют (15 - 50) МПа.

Напряжение изгиба пальца $\sigma_{из}$ в МПа определяются по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{P(l_n + 2b - 1,5l_{uz})}{1,2(1 - \delta^4)d_n^3}, \quad (4.19)$$

где $\delta = \frac{d_{в}}{d_n}$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному;

$d_{в}$ – внутренний диаметр пальца по таблице 4.1, м.

Допустимые значения напряжения изгиба пальца $[\sigma_{из}]$ для современных ДВС составляют (100 - 250) МПа.

Касательные напряжения τ в МПа от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна определяются по формуле:

$$\tau = \frac{0,85P(1+\sigma+\sigma^2)}{(1-\sigma^4)d_n^2}. \quad (4.20)$$

Допустимые значения касательных напряжений $[\tau]$ для современных ДВС составляют (60 - 250) МПа. Верхние пределы значений относятся к пальцам, изготовленным из легированной стали.

Вследствие неравномерного распределения сил, приложенных к пальцу, при работе ДВС происходит овализация пальца.

Максимальная овализация пальца (наибольшее увеличение горизонтального диаметра) $\Delta d_{n\max}$ в мм наблюдается в его средней, наиболее напряженной части, и определяется по формуле:

$$\Delta d_{n\max} = \frac{1,35P}{El_n} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 [0,1 - (\sigma - 0,4)^3] \cdot 10^3, \quad (4.21)$$

где E – модуль упругости материала пальца:

- для углеродистой стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- для легированной стали $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Значение $\Delta d_{n\max}$ не должно превышать (0,02 - 0,05) мм.

4.4 Поршневое кольцо

Расчет поршневых колец заключается:

- в определении среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания и не должно резко увеличивать потери мощности ДВС на трение колец о стенки цилиндра;

- в построении эпюры давления кольца по окружности;
- в определении напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии.

Среднее давление p_{cp} в МПа кольца на стенку цилиндра определяются по формуле:

$$p_{cp} = 0,152E \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \left(\frac{D}{t}\right)}, \quad (4.22)$$

где E – модуль упругости материала кольца:

- для чугуна $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
- для легированной стали $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

A_0, t – размеры элементов кольца согласно таблице 2.1, мм;

D – диаметр цилиндра, мм.

Среднее радиальное давление p_{cp} для колец современных ДВС находится в следующих пределах:

- для компрессионных колец (0,11 - 0,37) МПа;
- для маслосъемных колец (0,2 - 0,4) МПа.

Для обеспечения хорошей приработки кольца и надежного уплотнения давление кольца на стенку цилиндра p в МПа в различных точках окружности должно изменяться по эпюре с повышенным давлением у замка, и определяется по формуле:

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \quad (4.23)$$

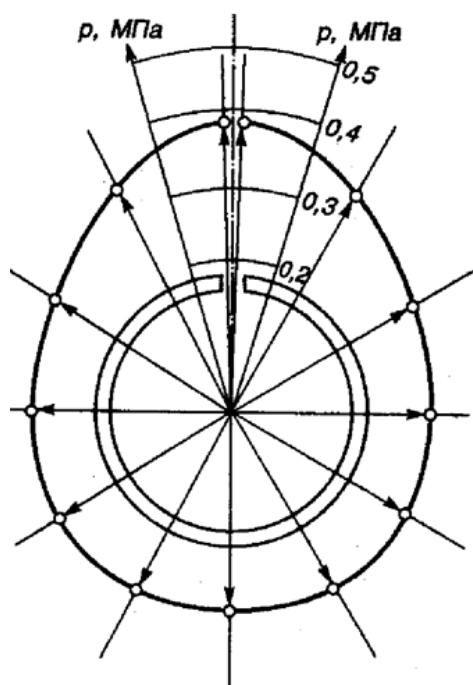
где μ_k – значения отношений давлений кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности к среднему давлению различных типов двигателей, представленных в таблице 4.2.

Результаты расчетов давления p заносятся в таблицу 4.2.

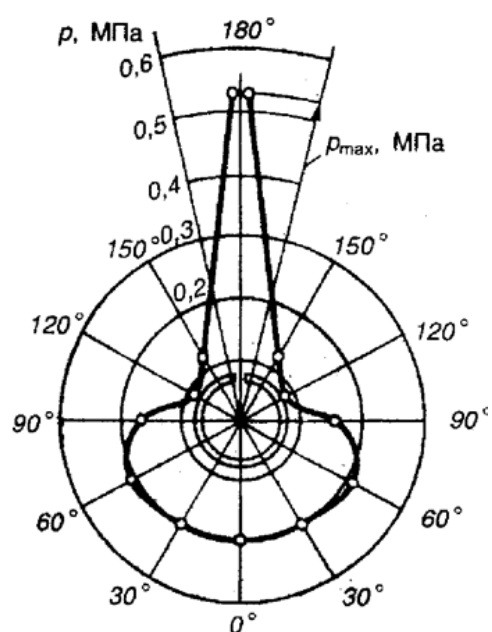
Таблица 4.2 – Построение эпюры давления кольца двигателя на стенку цилиндра

Ψ , град		0	30	60	90	120	150	180
μ_k	Бензиновый ДВС	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,5
	Дизельный ДВС	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
p , МПа								

По результатам расчета строится эпюра давления кольца на стенку цилиндра в соответствии с рисунком 4.2.



бензиновый ДВС



дизельный ДВС

Рисунок 4.2 – Эпюры давлений компрессионного кольца на стенку цилиндра

Значительное повышение давления у замка способствует равномерному износу кольца по окружности и повышает его долговечность.

Напряжения изгиба кольца в рабочем состоянии $\sigma_{из1}$ в МПа определяются по формуле:

$$\sigma_{из1} = 2,61p_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2. \quad (4.24)$$

Напряжения изгиба кольца при надевании его на поршень $\sigma_{из2}$ в МПа определяются по формуле:

$$\sigma_{из2} = \frac{4E \left(1 - 0,114 \frac{A_0}{t} \right)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \left(\frac{D}{t} \right)}, \quad (4.25)$$

где $m = 1,57$ – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца.

Допустимые напряжения при изгибе кольца для современных ДВС составляют (220 - 450) МПа. Нижние пределы значений относятся к ДВС с большим диаметром цилиндра.

4.5 Шатун

Основные размеры шатуна, в соответствии с рисунком 4.3, определяются по соотношениям, представленным в таблице 4.3.

Расчетными элементами шатунной группы являются поршневая головка шатуна, кривошипная головка шатуна и стержень шатуна.

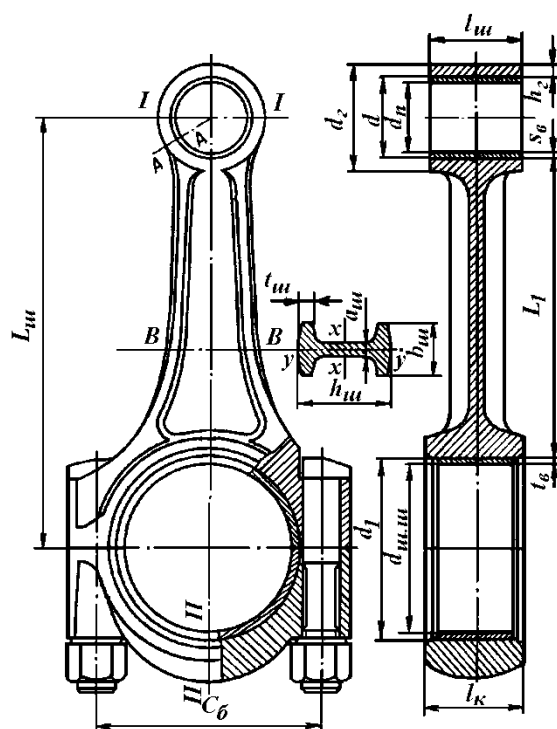


Рисунок 4.3 – Схема шатунной группы

Таблица 4.3 – Размеры элементов шатуна

Элементы шатуна	Значения размеров в мм	
	Бензиновые ДВС	дизельные ДВС
Наружный диаметр пальца d_n	$(0,22 - 0,28)D$	$(0,30 - 0,38)D$
Внутренний диаметр поршневой головки d : - без втулки - с втулкой	$d = d_n$ $(1,1 - 1,25)d_n$	$d = d_n$ $(1,1 - 1,25)d_n$
Наружный диаметр головки d_z	$(1,25 - 1,65)d_n$	$(1,3 - 1,7)d_n$
Минимальная радиальная толщина стенки головки h_z	$(d_z - d)/2$	$(d_z - d)/2$
Радиальная толщина стенки втулки s_6	$(d - d_n)/2$	$(d - d_n)/2$
Длина втулки шатуна $l_{ш}$	$(0,33 - 0,45)D$	$(0,33 - 0,45)D$
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$	$(0,56 - 0,70)D$	$(0,64 - 0,75)D$
Толщина стенки вкладыша t_6	$(0,03 - 0,05)d_{ш.ш}$	$(0,03 - 0,05)d_{ш.ш}$
Расстояние между шатунными болтами C_6	$(1,30 - 1,75)d_{ш.ш}$	$(1,30 - 1,75)d_{ш.ш}$
Длина кривошипной головки l_k	$(0,45 - 0,95)d_{ш.ш}$	$(0,45 - 0,95)d_{ш.ш}$
Размеры среднего сечения $B - B$ шатуна: - $h_{ш \min}$ - $h_{ш}$ - $b_{ш}$ - $t_{ш} = a_{ш}$	$(0,50 - 0,55)d_z$ $(1,2 - 1,4)h_{ш \min}$ $(0,5 - 0,6)l_{ш}$ 2,5 - 4,0	$(0,50 - 0,55)d_z$ $(1,2 - 1,4)h_{ш \min}$ $(0,55 - 0,75)l_{ш}$ 4,0 - 7,5

4.5.1 Поршневая головка

При расчете поршневой головки шатуна необходимо определить величину напряжения в сечении $I - I$ (рисунок 4.3) от разрывающей силы инерции, наибольшая величина которой возникает при работе ДВС на режиме максимальных оборотов холостого хода в верхней мертвой точке.

Для определения разрывающей силы инерции P_{jn} необходимо определить максимальную угловую скорость вращения коленчатого вала при холостом ходе $\omega_{x.x. max}$ в рад/с по формуле

$$\omega_{xx max} = \frac{\pi \cdot n_{xx max}}{30}, \quad (4.26)$$

где $n_{x.x.max}$ – максимальная частота вращения на холостом ходу, мин^{-1} , которая определяется по формуле:

$$n_{xx max} = 1,1n. \quad (4.27)$$

Разрывающая сила инерции P_{jn} в Н при $\alpha = 0^\circ$ определяется по следующей формуле:

$$P_{jn} = -(m_n + m_{e.z})R \cdot \omega_{xx max}^2 (1 + \lambda), \quad (4.28)$$

где m_n – масса поршневого комплекта, кг;

$m_{e.z}$ – масса верхней части головки шатуна, $m_{e.z} = (0,06 - 0,09) m_n$, кг;

R – радиус кривошипа, м.

Для определения напряжения разрыва σ_p рассчитывается площадь f_z в мм^2 опасного сечения верхней головки шатуна по формуле:

$$f_z = (d_z - d_n)l_{ш}, \quad (4.29)$$

где $d_z, d_n, l_{ш}$ - размеры шатуна, определенные по таблице 4.3, мм.

Напряжение разрыва σ_p в МПа определяется по формуле:

$$\sigma_p = \frac{P_{jn}}{f_z}. \quad (4.30)$$

Из условия обеспечения достаточной жесткости поршневой головки напряжение разрыва не должно превышать (20 - 50) МПа.

4.5.2 Кривошипная головка

Приближенный расчет кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба $\sigma_{из}$ в среднем сечении $II - II$ (рисунок 4.3) крышки головки от инерционных сил. Максимальная величина силы инерции P_{jp} в МН возникает при положении поршня в верхней мертвой точке на режиме максимальных оборотов холостого хода и определяется по формуле:

$$P_{jp} = -R \cdot \omega_{xx \max}^2 [(m_n + m_{ш.н})(1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] 10^{-6}, \quad (4.31)$$

где m_n – масса поршневой группы, кг;

$m_{ш.н}$ и $m_{ш.к}$ – соответственно массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движение в кг (динамический расчет);

$m_{кр}$ – масса отъемной крышки кривошипной головки $m_{кр} = (0,20 - 0,28)m_{ш}$, где $m_{ш}$ – масса шатуна в сборе (динамический расчет), кг.

Для расчета напряжения изгиба крышки в МПа определяются:

- внутренний радиус кривошипной головки r_1 в м по формуле:

$$r_1 = 0,5(d_{uuu} + 2t_{\epsilon}), \quad (4.32)$$

где d_{uuu} – диаметр шатунной шейки, определенный по таблице 4.3, м;

t_{ϵ} – толщина стенки вкладыша, м;

- момент инерции расчетного сечения крышки J в м^4 по формуле

$$J = l_{\kappa} (0,5C_{\bar{\epsilon}} - r_1)^3, \quad (4.33)$$

где l_{κ} и $C_{\bar{\epsilon}}$ – размеры шатун, определенные по таблице 4.3, м;

- момент инерции расчетного сечения вкладыша J_{ϵ} в м^4 по формуле:

$$J_{\epsilon} = l_{\kappa} \cdot t_{\epsilon}^3; \quad (4.34)$$

- суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении F_{ϵ} в м^2 по формуле:

$$F_{\epsilon} = 0,5(C_{\bar{\epsilon}} - d_{uuu})l_{\kappa}; \quad (4.35)$$

- момент сопротивления расчетного сечения крышки без учета ребер жесткости $W_{из}$ в м^3 по формуле:

$$W_{из} = \frac{l_{\kappa} (0,5C_{\bar{\epsilon}} - r_1)^2}{6}. \quad (4.36)$$

Напряжение изгиба $\sigma_{из}$ в МПа определяется по следующей формуле:

$$y_{из} = P_{jp} \left[\frac{0,023C_{\delta}}{\left(1 + \frac{J_{\delta}}{J}\right)W_{из}} + \frac{0,4}{F_z} \right]. \quad (4.37)$$

Допускаемые напряжения изгиба для крышки кривошипной головки шатуна составляют (100 - 300) МПа.

4.5.3 Стержень шатуна

Стержень шатуна рассчитывается на усталостную прочность в среднем сечении $B-B$ от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на номинальном режиме.

Сила, сжимающая шатун $P_{сж}$ в МН, достигает максимального значения в начале рабочего хода при p_{z_0} , и определяется по значениям сил давления газов и силы инерции при соответствующем угле поворота коленчатого вала $\alpha(z_0)$, определенных в динамическом расчете, по формуле:

$$P_{сж} = P_z + P_j. \quad (4.38)$$

Сила, растягивающая шатун P_p в МН, достигает максимального значения в начале впуска, т.е. в верхней мертвой точке, и также определяется по результатам динамического расчета при $\alpha = 0^\circ$ по формуле:

$$P_p = P_z + P_j. \quad (4.39)$$

Для расчета напряжения сжатия и продольного изгиба определяется площадь среднего сечения шатуна F_{cp} в m^2 по формуле:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш}), \quad (4.40)$$

где $h_{ш}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $t_{ш}$ – размеры элементов шатуна по таблице 4.3, м.

Минимальное напряжение $\sigma_{\min}$ в МПа, возникающее в сечении $B-B$ от растягивающей силы P_p , определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости по формуле:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{cp}}. \quad (4.41)$$

От сжимающей силы в МПа в сечении $B-B$ возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба:

- в плоскости качания шатуна, которые определяются по формуле:

$$y_{\max.x} = \frac{K_x P_{сж}}{F_{cp}}, \quad (4.42)$$

где K_x – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна; коэффициент K_x зависит от размеров и материала шатуна: $K_x = 1,08 - 1,12$;

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, которые определяются по формуле:

$$y_{\max.y} = \frac{K_y P_{сж}}{F_{cp}}. \quad (4.43)$$

где K_y – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна: $K_y = 1,01 - 1,06$.

Для современных автомобильных ДВС напряжения $\sigma_{\max.x}$ и $\sigma_{\max.y}$ не должны превышать следующих пределов:

- для углеродистых сталей (160 - 250) МПа;
- для легированных сталей (200 - 350) МПа.

4.6 Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к поршню?
2. Какие преимущества и недостатки имеют поршни из алюминиевых сплавов по сравнению с чугунными?
3. На какое напряжение рассчитывается минимальное сечение поршня, перпендикулярное к его оси?
4. Какие требования предъявляются к компрессионным и маслосъемным кольцам?
5. Чем определяется высота и радиальная толщина колец?
6. Какие требования предъявляются к конструкции поршневого пальца?
7. Какие преимущества и недостатки имеют пальцы плавающего типа и пальцы, закрепленные в шатуне?
8. Какие напряжения и от каких сил возникают в поршневой головке шатуна?
9. Какие формы поперечных сечений стержня шатуна применяются в автомобильных двигателях и почему?
10. Какие требования предъявляются к кривошипной головке шатуна?
11. Какими силами нагружается крышка кривошипной головки шатуна, и в каком сечении она рассчитывается?

5 Расчет смазочной системы

Смазочная система обеспечивает смазывание деталей с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции ДВС применяют смазочную систему разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Большинство автомобильных ДВС имеют комбинированную смазочную систему.

5.1 Емкость смазочной системы

Емкость смазочной системы определяется количеством масла, необходимого для работы подшипников и других пар трения, и возможностью создания нормальных условий работы системы без частых доливок масла.

По статистическим данным, емкости смазочных систем V_m в дм^3 современных ДВС составляют:

- для бензиновых ДВС легковых автомобилей:

$$V_m = (0,04 - 0,09) N_e; \quad (5.1)$$

- для бензиновых ДВС грузовых автомобилей и автобусов, а также дизельных ДВС легковых автомобилей

$$V_m = (0,07 - 0,10) N_e; \quad (5.2)$$

- для дизельных ДВС грузовых автомобилей и автобусов:

$$V_m = (0,11 - 0,16) N_e, \quad (5.3)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт.

Емкости снижаются с увеличением мощности ДВС и его литража. В V-образных ДВС, ввиду их относительно малых габаритных размеров, емкости смазочной системы, как правило, меньше, чем у рядных.

5.2 Масляный насос

Масляный насос служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей ДВС. По конструктивному исполнению масляные насосы бывают шестеренчатые и винтовые. Шестеренчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в автомобильных ДВС.

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен и мощности, затрачиваемой на его привод.

Общее количество теплоты, введенной в ДВС с топливом Q_0 в кДж/с принимается из теплового расчета.

Количество отводимого маслом от ДВС теплоты Q_m в кДж/с:

$$Q_m = 0,015 - 0,030 Q_0. \quad (5.4)$$

Принимаются:

- средняя теплоемкость масла c_m в кДж/(кг · К) – $c_m = 2,094$;
- плотность масла ρ_m в кг/м³ – $\rho_m = 900$;
- температура нагрева масла в двигателе ΔT_m в К:
 - для бензиновых ДВС $\Delta T_m = 10 - 15$;
 - для дизельных ДВС $\Delta T_m = 20 - 25$.

Циркуляционный расход масла V_{ω} в м³/с:

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \Delta T_{\text{м}}} . \quad (5.5)$$

Циркуляционный расход масла с учетом стабилизации давления масла в системе двигателя V' в м³/с:

$$V' = (2 - 3) V_{\text{ц}} . \quad (5.6)$$

Ориентировочные значения V' в м³/с:

для бензиновых ДВС $(5,0 - 6,0) N_e \cdot 10^{-6}$;

для дизельных ДВС $(6,0 - 9,0) N_e \cdot 10^{-6}$.

Объемный коэффициент подачи принимается из диапазона значений $\eta_n = 0,6 - 0,85$.

В связи с утечками масла через торцовые и радиальные зазоры насоса расчетную производительность его V_p в м³/с определяют с учетом η_n :

$$V_p = \frac{V'}{\eta_n} . \quad (5.7)$$

Принимаются:

- модуль зацепления зуба $m = (0,002 - 0,006)$ м;
- число зубьев шестерни $z = 6 - 12$.

Высота зуба h в м:

$$h = 2m . \quad (5.8)$$

Диаметр начальной окружности шестерни D_o в м:

$$D_0 = z \cdot m. \quad (5.9)$$

Диаметр внешней окружности шестерни D в м:

$$D = m(z + 2). \quad (5.10)$$

Принимается окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре u_n в м/с. Она не должна превышать 10 м/с, поскольку при больших значениях скорости коэффициент подачи насоса значительно уменьшается.

Частота вращения шестерни n_n в мин⁻¹:

$$n_n = \frac{u_n \cdot 60}{\pi \cdot D}. \quad (5.11)$$

Частота вращения шестерни для современных ДВС
 $n_n = (1200 - 3000) \text{ мин}^{-1}$:

Длина зуба b в м:

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n}. \quad (5.12)$$

Задается рабочее давление масла в системе p в МПа:

- в бензиновых ДВС $p = 0,3 - 0,5$;

- в дизельных ДВС $p = 0,3 - 0,7$.

Принимается механический КПД масляного насоса из диапазона значений
 $\eta_{м.н} = 0,85 - 0,90$.

Мощность N_n в кВт, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_n = \frac{V_p \cdot p \cdot 10^3}{\eta_{м.н}}. \quad (5.13)$$

5.3 Центрифуга

Масляная центрифуга – это центробежный фильтр тонкой очистки масла от механических примесей.

В автомобильных ДВС наибольшее распространение получили двухсопловые центрифуги с гидрореактивным приводом. Действие этого привода основано на использовании реакции струй масла, вытекающих из сопел. Отличаясь простотой устройства и обслуживания при эксплуатации, центрифуги с гидрореактивным приводом обеспечивают высокие угловые скорости вращения ротора и, следовательно, качественную очистку масла.

Расчет центрифуги заключается в определении необходимого давления масла перед центрифугой и частоты вращения ее ротора.

Расчетная схема центрифуги представлена на рисунке 5.1.

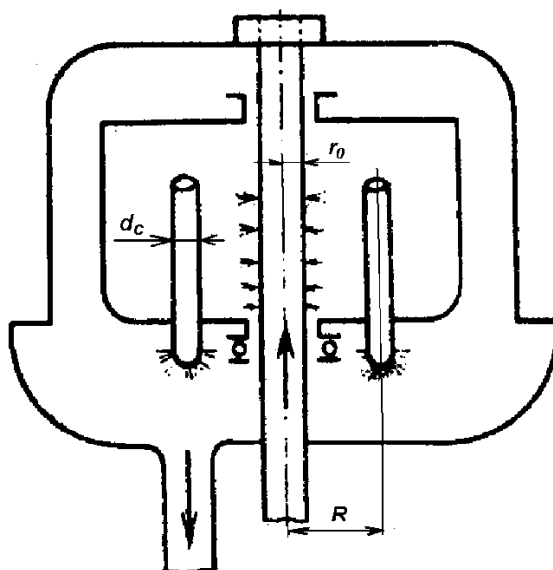


Рисунок 5.1 – Схема центрифуги

Циркуляционный расход масла $V_{\text{ц}}$ в м³/с принимается из расчета масляного насоса. Задается коэффициент неполноточности центрифуги: $k_{\text{нп}} = 0,2 - 1,0$.

Производительность центрифуги или количество масла, проходящего через сопла центрифуги $V_{\text{р.ц}}$ в м³/с:

$$V_{\text{р.ц}} = k_{\text{нп}} \cdot V_{\text{ц}}. \quad (5.14)$$

Задаются:

- плотность масла $\rho_{\text{м}}$ в кг/м³ - $\rho_{\text{м}} = 900$;
- коэффициент сжатия струи масла, вытекающего из сопла $\varepsilon = 0,9 - 1,1$ (для наиболее распространенных форм сопел равен 0,9);
- диаметр сопла центрифуги $d_{\text{с}}$ в м - $d_{\text{с}} = (0,001 - 0,004)$ м.

Площадь отверстия сопла $F_{\text{с}}$ в м²:

$$F_{\text{с}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{с}}^2}{4}. \quad (5.15)$$

Принимаются:

- расстояние от оси сопла до оси вращения ротора R в м, $R = 0,025 - 0,04$;
- момент сопротивления в начале вращения ротора a в Н·м, $a = (5 - 20) \cdot 10^{-4}$;
- скорость нарастания момента сопротивления b в (Н · м)/мин⁻¹, $b = (0,03 - 0,10) \cdot 10^{-4}$.

Частота вращения ротора $n_{\text{р}}$ в мин⁻¹:

$$n_p = \frac{\frac{\rho_m \cdot V_{p.ц}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц} \cdot R^2}{30}}. \quad (5.16)$$

Качественная очистка масла обеспечивается вращением ротора с частотой от 5000 мин⁻¹ до 8000 мин⁻¹.

Принимаются:

- радиус оси ротора r_o в м, $r_o = 0,007 - 0,008$;
- коэффициент расхода масла через сопло $\alpha = 0,78 - 0,86$;
- коэффициент гидравлических потерь ψ (для полнопоточных центрифуг $\psi = 0,2 - 0,5$, а для неполнопоточных $\psi = 0,1 - 0,2$).

Давление масла на входе в центрифугу p_1 , Па:

$$p_1 = \frac{\left[V_{p.ц}^2 - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_o^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \right] \cdot \rho_m}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)}. \quad (5.17)$$

В современных центрифугах давление $p_1 = (0,25 - 0,6)$ МПа.

Мощность $N_{ц}$ в кВт, затрачиваемая на привод центрифуги:

$$N_{ц} = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц} \cdot R \cdot n_p}{30 \cdot 10^3} \left(\frac{V_{p.ц}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - \frac{\pi \cdot n_p}{30} R \right). \quad (5.18)$$

5.4 Масляный радиатор

Масляный радиатор – это теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе ДВС. Различают два типа радиаторов: воздушно-масляные с воздушным охлаждением и водомасляные – с водным охлаждением. В

курсовом проекте производится расчет водомасляного радиатора, который сводится к определению площади поверхности охлаждения.

Количество теплоты, отводимого водой от радиатора, равно количеству теплоты Q_m в Дж/с, отводимой маслом от ДВС, и принимается по данным расчета масляного насоса.

Принимаются:

- толщина стенки радиатора δ в м, $\delta = 0,0001 - 0,0005$;
- коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора α_1 в Вт/(м² · К): для прямых гладких трубок $\alpha_1 = 100 - 500$; при наличии завихрителей в трубках $\alpha_1 = 800 - 1400$;
- коэффициент теплопроводности стенки радиатора λ_{men} , Вт/(м² · К): для латуни и алюминиевых сплавов $\lambda_{men} = 80 - 125$; для нержавеющей стали $\lambda_{men} = 10 - 20$;
- коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде α_2 в Вт/(м² · К), $\alpha_2 = 2300 - 4100$.

Коэффициент теплопередачи от масла к воде K_m в Вт/(м² · К)

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{men}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5.19)$$

Для трубок прямых гладких $K_m = 120 - 320$, с завихрителями $K_m = 800 - 1000$.

Средняя температура масла в радиаторе $T_{m.cp}$ в К выражается из формулы:

$$T_{m.cp} = \frac{(T_{m.вх} + T_{m.вых})}{2}, \quad (5.20)$$

где $T_{m.вх}$ и $T_{m.вых}$ – температура масла на входе в радиатор и на выходе из него, К, и принимается $T_{m.cp} = 348 - 363$.

Средняя температура воды в радиаторе $T_{вод.ср}$ в К:

$$T_{вод.ср} = \frac{(T_{вод.вх} + T_{вод.вых})}{2}, \quad (5.21)$$

где $T_{вод.вх}$ и $T_{вод.вых}$ – температура воды на входе в радиатор и на выходе из него, К, и принимается $T_{вод.ср} = 343 - 358$.

Поверхность охлаждения радиатора, омываемая водой, F_m в м²:

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m (T_{м.ср} - T_{вод.ср})}. \quad (5.22)$$

5.5 Шатунный подшипник

Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимально допустимого зазора – смазочного слоя – между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение. Расчет обычно проводится на режиме максимальной (номинальной) мощности при частоте вращения коленчатого вала n в мин⁻¹.

Принимаются следующие параметры:

- диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$ в мм (из расчета шатуна по таблице 2.3 или для бензиновых ДВС $(0,56 - 0,70)D$, для дизельных ДВС $d_{ш.ш} = (0,64 - 0,75)D$);
- среднее значение силы, действующей на шатунную шейку, $R_{ш.ш.ср}$ в Н (из динамического расчета);
- критическая толщина смазочного слоя $h_{кр}$ в мм, $h_{кр} = 0,002 - 0,005$;
- динамическая вязкость масла μ в Па·с в зависимости от средней температуры смазочного слоя в подшипнике по таблице 5.1.

Таблица 5.1– Зависимость динамической вязкости моторных масел от температуры

Температура, К	Динамическая вязкость масла μ в Па·с	
	Масла для бензиновых ДВС	Масла для дизельных ДВС
383	0,004 - 0,012	0,005 - 0,009
373	0,005 - 0,014	0,007 - 0,012
363	0,006 - 0,020	0,009 - 0,017

Критическая толщина смазочного слоя определяется неровностями поверхностей вала h_g и подшипника h_n , а также h_z , учитывающий искажение геометрических форм сопряженных деталей. Однако, учет указанных параметров затруднен, поэтому в расчете используются ориентировочные значения $h_{кр}$.

Диаметральный зазор Δ в мм – разность между диаметрами подшипника и вала – ориентировочно определяется по формуле:

$$\Delta = 0,007\sqrt{d_{ш.ш}}, \quad (5.23)$$

где $d_{ш.ш}$ в мм.

Рабочая ширина шатунного вкладыша $l_{ш.ш}'$ в мм:

$$l_{ш.ш}' = (0,3 - 0,8)d_{ш.ш}. \quad (5.24)$$

Среднее удельное давление на поверхности шейки $k_{ш.ш.ср}$ в МПа определяется по формуле:

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{R_{ш.ш.ср}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}}. \quad (5.25)$$

Относительный зазор χ :

$$\chi = \frac{\Delta}{d_{ш.ш}}. \quad (5.26)$$

Коэффициент c , учитывающий геометрию шатунной шейки:

$$c = 1 + \frac{d_{ш.ш}}{l'_{ш.ш}}. \quad (5.27)$$

Минимальная толщина смазочного слоя в подшипнике $h_{\min}$ в мм:

$$h_{\min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot d}{k_{cp} \cdot \chi \cdot c}. \quad (5.28)$$

Коэффициент запаса надежности подшипника K , определенный по формуле:

$$K = \frac{h_{\min}}{h_{кр}}, \quad (5.29)$$

должен быть не менее 2, т.е. $K \geq 2$.

5.6 Контрольные вопросы

1. Какой материал применяется для изготовления тонкостенных и толстостенных вкладышей?
2. Какие схемы смазочной систем применяются в современных автомобильных двигателях?

3. Какие виды трения возникают в трущихся поверхностях автомобильных двигателей?
4. Что называется коэффициентом надежности жидкостного трения?
5. Как подсчитывается количество тепла, выделяющегося в подшипнике?
6. Как подсчитывается производительность масляного насоса?
7. Как определяется мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса?
8. Для какой цели устанавливаются масляные радиаторы?

6 Расчет системы жидкостного охлаждения

Охлаждение ДВС применяется в целях принудительного отвода теплоты от нагретых деталей для обеспечения нормального теплового состояния ДВС и его нормальной работы. При этом большая часть отводимой теплоты воспринимается системой охлаждения, меньшая - смазочной системой и непосредственно окружающей средой.

В автомобильных ДВС применяют системы жидкостного и воздушного охлаждения.

Здесь приводится расчет жидкостного охлаждения, который сводится к определению основных размеров жидкостного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

6.1 Емкость системы жидкостного охлаждения

По статистическим данным, емкости систем жидкостного охлаждения $V_{охл}$ в дм^3 современных ДВС составляют:

- для ДВС легковых автомобилей

$$V_{охл} = (0,14 - 0,24) \cdot N_e, \quad (6.1)$$

- для ДВС грузовых автомобилей и автобусов

$$V_{охл} = (0,25 - 0,34) \cdot N_e, \quad (6.2)$$

где N_e – номинальная мощность ДВС, кВт.

6.2 Жидкостный насос

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции охлаждающей жидкости в системе охлаждения. В автомобильных ДВС наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости. Расчетная схема жидкостного насоса представлена на рисунке 6.1.

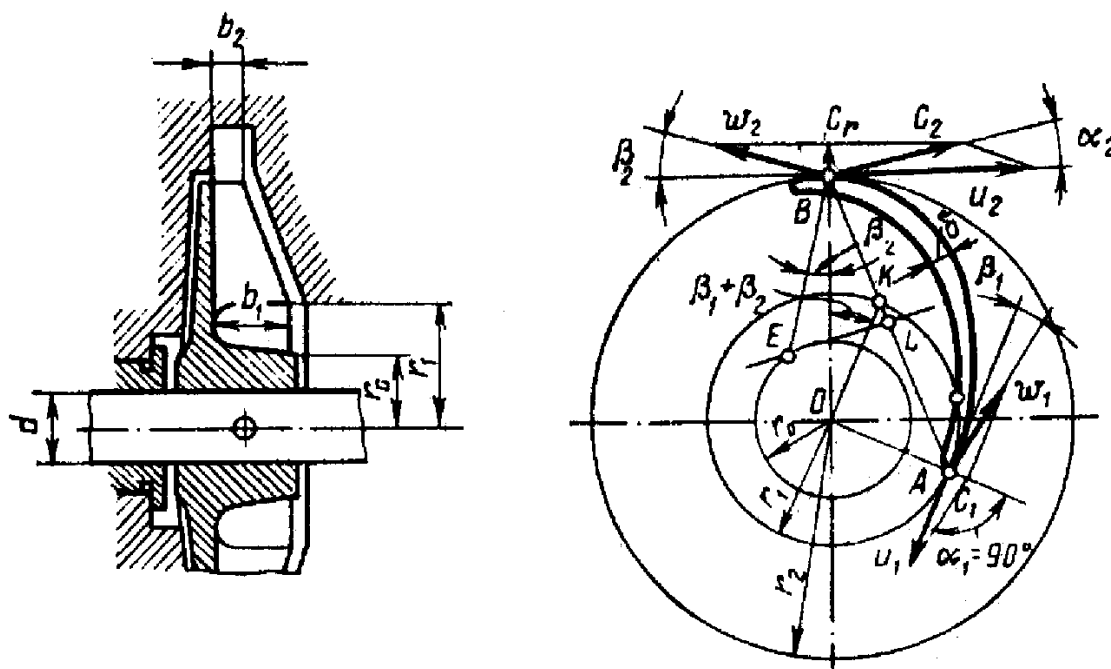


Рисунок 6.1 – Расчетная схема жидкостного насоса

Принимаются:

- количество отводимой охлаждающей жидкостью от двигателя теплоты $Q_{охл}$ в Дж/с (из теплового расчета);
- средняя теплоемкость жидкости $c_{жс} = 4187$ Дж/(кг·К);
- средняя плотность жидкости $\rho_{жс} = 1000$ кг/м³;
- температурный перепад жидкости в радиаторе $\Delta T_{жс} = (6 - 12)$ К.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения ДВС $G_{жс}$ в м³/с определяется по формуле:

$$G_{жс} = \frac{Q_{охл}}{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}}. \quad (6.3)$$

Расчетная производительность насоса $G_{жс.p}$ в м³/с определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую по формуле:

$$G_{жс.p} = \frac{G_{жс}}{\eta}, \quad (6.4)$$

где $\eta = 0,8 - 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

Принимаются:

- скорость жидкости на входе в насос $c_1 = (1 - 2)$ м/с;
- радиус ступицы крыльчатки $r_o = (0,008 - 0,012)$ м.

Радиус входного отверстия крыльчатки r_1 в м:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{жс.p}}{\pi c_1} + r_o^2}. \quad (6.5)$$

Принимаются:

- углы между направлениями скоростей c_2 , u_2 и ω_2 : $\alpha_2 = 8^\circ - 12^\circ$ и $\beta_2 = 12^\circ - 50^\circ$ (с увеличением β_2 растет напор, создаваемый насосом, поэтому иногда этот угол берут равным 90° – это радиальные лопасти, однако увеличение β_2 приводит к уменьшению КПД насоса);

- напор, создаваемый насосом $p_{жс} = (5 - 25) \cdot 10^4$ Па;
- гидравлический КПД $\eta_h = 0,6 - 0,7$.

Окружная скорость потока жидкости на входе колеса u_2 в м/с:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}} \cdot \eta_h}}, \quad (6.6)$$

Частота вращения насоса $n_{\text{жс.н}}$ в мин^{-1} :

$$n_{\text{жс.н}} = i_n \cdot n, \quad (6.7)$$

где i_n – передаточное отношение ременного привода от коленчатого вала, выбирается в пределах от 1,0 до 1,5.

Радиус крыльчатки колеса на выходе r_2 в м:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{\text{жс.н}}}. \quad (6.8)$$

Окружная скорость входа потока u_1 в м/с:

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2}. \quad (6.9)$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$.

Угол $\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_1}{u_1}$.

Принимаются:

- число лопаток на крыльчатке $z = 4 - 8$;
- толщина лопатки у входа $\delta_1 = (0,002 - 0,006)$ м;
- толщина лопатки у выхода $\delta_2 = (0,002 - 0,006)$ м;

Ширина лопатки на входе b_1 в м:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2\pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin \beta_1}\right) c_1}. \quad (6.10)$$

Для существующих ДВС $b_1 = (0,010 - 0,035)$ м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса c_r в м/с:

$$c_r = \frac{p_{жс} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{жс} \cdot \eta_h \cdot u_2}. \quad (6.11)$$

Ширина лопатки на выходе b_2 в м:

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2\pi r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2}\right) c_r}. \quad (6.12)$$

Для существующих ДВС $b_2 = (0,004 - 0,025)$ м.

Принимается механический КПД насоса $\eta_m = 0,8 - 0,9$.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом $N_{жс.н}$ в кВт определяются по формуле:

$$N_{жс.н} = \frac{G_{ж.р} \cdot p_{жс}}{1000 \cdot \eta_m}. \quad (6.13)$$

6.3 Жидкостный радиатор

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей ДВС.

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи тепла от жидкости к окружающему воздуху.

Принимаются:

- количество теплоты, отводимой от ДВС через охлаждающую жидкость к охлаждающему воздуху $Q_{возд}=Q_{охл}$ в Дж/с (из теплового расчета);
- средняя теплоемкость воздуха $c_{возд}=1000$ Дж/(кг· К);
- объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{жс}$ в м³/с (из расчета жидкостного насоса);
- средняя плотность жидкости $\rho_{жс} = 1000$ кг/м³;
- температурный перепад воздуха в решетке радиатора $\Delta T_{возд} = T_{возд.вых} - T_{возд.вх} = (20 - 30)$ К;
- температура перед радиатором $T_{возд.вх} = 313$ К.

Количество воздуха, проходящего через радиатор $G'_{возд}$ в кг/с определяется по формуле:

$$G'_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд} \cdot \Delta T_{возд}}. \quad (6.14)$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор $G'_{жс}$ в кг/с определяется по формуле:

$$G'_{жс} = G_{жс} \cdot \rho_{жс}. \quad (6.15)$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор, $T_{ср.возд}$ в К определяется по формуле:

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{возд.вх} + T_{возд.вых}}{2} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} + \Delta T_{возд})}{2}. \quad (6.16)$$

Для автомобильных ДВС $T_{ср.возд} = (323 - 328)$ К.

Принимаются:

- температурный перепад $\Delta T_{жс} = T_{жс.вх} - T_{жс.вых} = (6 - 12) \text{ К}$ (принимается из расчета жидкостного насоса);

- оптимальное значение температуры, которая характеризует температурный режим системы жидкостного охлаждения, $T_{жс.вх} = (353 - 368) \text{ К}$.

Средняя температура жидкости в радиаторе $T_{ср.жс}$ в К определяются по формуле:

$$T_{ср.жс} = \frac{T_{жс.вх} + T_{жс.вых}}{2} = \frac{T_{жс.вх} + (T_{жс.вх} - \Delta T_{жс})}{2}. \quad (6.17)$$

Для автомобильных ДВС $T_{ср.жс} = (358 - 365) \text{ К}$.

Коэффициент теплопередачи радиатора K в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ выражается из формулы:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жс}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{возд}}}. \quad (6.18)$$

где $\alpha_{жс}$ – коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке радиатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

δ_1 – толщина стенки трубки, м;

λ_1 – коэффициент теплопроводности металла трубок радиатора, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

$\alpha_{возд}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Из-за трудности аналитического определения величины K в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ его значения принимают по опытным данным:

- для легковых автомобилей $K = 140 - 180$;

- для грузовых автомобилей и автобусов $K = 80 - 100$.

Поверхность охлаждения радиатора F в м^2 определяется по формуле:

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K(T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})}. \quad (6.19)$$

6.4 Вентилятор

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора.

Принимаются:

- массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором $G_{\text{возд}}$ в кг/с (из расчета жидкостного радиатора);

- средняя температура воздуха $T_{\text{ср.возд}}$ в К (из расчета жидкостного радиатора);

- напор, создаваемый вентилятором $\Delta p_{\text{тр}} = (600 - 1000) \text{ Па}$.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе $\rho_{\text{возд}}$ в кг/м^3 :

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_{\text{ср.возд}}}. \quad (6.20)$$

где p_0 – атмосферное давление, МПа ; принимается $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

Производительность вентилятора $G_{\text{возд}}$ в $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}}. \quad (6.21)$$

Задается скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля $\omega_{\text{возд}} = (6 - 24) \text{ м/с}$.

Фронтальная поверхность радиатора $F_{\text{фр.рад}}$ в м^2 :

$$F_{фр.рад} = \frac{G_{возд}}{\omega_{возд}}. \quad (6.22)$$

Диаметр вентилятора $D_{вент}$ в м:

$$D_{вент} = 2\sqrt{\frac{F_{фр.рад}}{\pi}}. \quad (6.23)$$

Диаметр вентилятора у современных двигателей $D_{вент} = (0,30 - 0,67)$ м.

Окружная скорость вентилятора u в м/с:

$$u = \psi_{л} \sqrt{\frac{\Delta p_{тр}}{\rho_{возд}}}, \quad (6.24)$$

где $\psi_{л}$ – коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{л} = 2,8 - 3,5$, для криволинейных $\psi_{л} = 2,2 - 2,9$).

Для существующих ДВС $u = (80 - 125)$ м/с.

Частота вращения вентилятора $n_{вент}$ в мин⁻¹:

$$n_{вент} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{вент}}. \quad (6.25)$$

В большинстве случаев вентиляторы устанавливают на одном валу с жидкостным насосом. При этом должно выполняться условие:

$$n_{вент} = n_{ж.н.} \quad (6.26)$$

Если привод вентилятора самостоятельный от коленчатого вала, то частота вращения вентилятора $n_{вент}$ в мин⁻¹:

$$n_{\text{вент}} = i_n \cdot n, \quad (6.27)$$

где i_n – передаточное отношение ременного привода от коленчатого вала к вентилятору, выбирается в пределах 0,88 - 1,5.

Мощность $N_{\text{вен}}$ в кВт, затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{в}} \cdot 1000}. \quad (6.28)$$

где $\eta_{\text{в}}$ – КПД вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_{\text{в}} = 0,32 - 0,40$, а для литых $\eta_{\text{в}} = 0,55 - 0,65$).

6.5 Контрольные вопросы

1. Какими параметрами оценивается совершенство системы охлаждения?
2. Каковы преимущества и недостатки жидкостного и воздушного охлаждения?
3. От каких факторов зависит количество тепла, отводимое охлаждающей жидкостью, и как оно определяется?
4. Через какие поверхности раздела проходит тепловой поток при жидкостном охлаждении?
5. Какова последовательность расчета радиатора?
6. Как зависит аэродинамическое сопротивление радиатора от расположения и форм трубок?
7. Какие типы вентиляторов применяются для жидкостных систем автомобильных двигателей?
8. Как осуществляется подбор вентилятора?
9. Каков порядок расчета водяного насоса?

Часть IV. Испытание ДВС

1 Общие сведения об организации испытаний ДВС

1.1 Общие положения

Целью подраздела является усвоение общих сведений об организации и проведении испытаний ДВС.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о назначении и видах испытаний ДВС;
- знание порядка подготовки ДВС к испытаниям, общих условий, порядка проведения испытаний и необходимой техники безопасности;
- усвоение методик графической и статистической обработок результатов испытаний;
- знание основных показателей работы ДВС, а также формул, по которым проводится расчет данных показателей.

1.2 Назначение и виды испытаний ДВС

Нормативным документом, регламентирующим испытания ДВС, является стандарт ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» с дополнениями от 2017 г.

Под *испытанием* понимают проверку работоспособности ДВС или получение данных по его рабочему процессу и конструкции при работе в определенных условиях на специально оборудованной стационарной установке (стендовые испытания) или в условиях работы на той машине, для которой этот ДВС предназначен (ходовые испытания). В дальнейшем будет говориться о стендовых испытаниях.

Основное назначение испытаний ДВС следующее:

- 1) всестороннее исследование качества ДВС, выпускаемых заводами, а также

определение основных конструктивных, динамических и экономических качеств новых и отремонтированных ДВС с проверкой износостойкости и механической точности как ДВС в целом, так и его отдельных узлов и деталей;

2) получение исходных данных для конструирования;

3) оценка влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели ДВС;

4) получение исходных данных о процессах, протекающих в ДВС.

Для получения сравнимых результатов испытания должны проводиться по определенным методам и правилам, для которых установлен стандарт, определяющий виды, объемы и методы типовых испытаний автотракторных ДВС серийного производства, а также ДВС новых и модернизированных конструкций.

ГОСТ 14846-81 включает следующие виды испытаний:

- кратковременные контрольные испытания серийных ДВС, имеющие целью проверить соответствие мощностных, экономических и других показателей ДВС стандартам или техническим условиям на них;

- длительные контрольные испытания серийных ДВС (ресурсные), проводимые для проверки качества изготовления и соответствия показателей ДВС стандартам или техническим условиям на них;

- приемочные испытания ДВС модернизированных конструкций.

Указанные виды испытаний должны проводиться в точном соответствии с положениями ГОСТ 14846-81.

При проведении испытаний ДВС, не предусмотренных ГОСТ 14846-81 (например, исследовательских), нужно максимально соблюдать требования, изложенные в ГОСТ 14846-81, насколько это позволяют задачи и программа испытаний.

1.3 Подготовка ДВС к испытанию

В общем случае подготовка ДВС к испытанию состоит из наружного осмотра,

разборки, микрометрического обмера деталей, сборки, регулировки, установки и обкатки на обкаточном (обкаточно-тормозном) стенде. При осмотре ДВС обязательно должен быть составлен акт, в котором отмечаются все недостатки, обнаруженные при осмотре и разборке.

До начала испытаний после установки ДВС на обкаточный стенд проводятся следующие работы:

- регулировка тепловых зазоров в толкателях всех клапанов;
- проверка фаз газораспределения;
- определение давления в конце такта сжатия (компрессии) во всех цилиндрах;
- установка угла опережения зажигания и тарировка органов управления опережением зажигания;
- регулировка системы питания (карбюратор);
- проверка и установка редукционного клапана масляной системы.

Помимо этого у дизельных ДВС проверяют:

- регулировку топливopодающей аппаратуры (топливный насос высокого давления, подкачивающий насос, форсунки);
- герметичность топливной магистрали и отсутствие в ней воздуха.

Новый ДВС перед испытанием должен пройти холодную и горячую обкатку на режиме холостого хода и горячую обкатку под нагрузкой.

Перед запуском ДВС обязательно проверяются:

- целостность электрооборудования ДВС и обкаточного стенда;
- уровень масла в картере;
- уровень охлаждающей жидкости в системе охлаждения;
- наличие топлива в топливном баке;
- надежность крепления ДВС на обкаточном стенде;
- надежность сочленения в приводе тормозного устройства;
- возможность беспрепятственного выхода продуктов сгорания по системе выпуска за пределы лаборатории.

1.4 Условия проведения испытаний

До ввода в режим испытаний ДВС должен быть прогрет (температуры охлаждающей жидкости и масла должны соответствовать требованиям завода-изготовителя). При отсутствии указаний завода-изготовителя, температура охлаждающей жидкости должна поддерживаться в пределах от 75 °С до 85 °С, температура масла – в пределах от 80 °С до 100 °С.

До начала замеров на каждом из выбранных режимов работы должна быть сделана выдержка продолжительностью от 1 до 3 минут, достаточная для достижения устойчивой работы ДВС (постоянства крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала). Продолжительность замера на каждой опытной точке должна быть не менее 1,5 мин. Для каждой характеристики должно быть получено не менее шести равномерно расположенных опытных точек. В области максимальных и резких изменений значений показателей интервалы между опытными точками рекомендуется уменьшать.

Температура охлаждающей жидкости и масла в процессе испытания должна поддерживаться постоянной в вышеуказанных пределах.

Испытания рекомендуется проводить во взаимнообратных направлениях изменения той величины, влияние которой определяется данным исследованием.

Все однородные испытания должны проводиться без длительных разрывов во времени (по возможности в течение одного дня).

Все изменения положения рычагов управления производятся плавно, с соблюдением необходимой выдержки времени для установки требуемого режима работы ДВС. Исключением могут явиться случаи, связанные с предотвращением аварийной ситуации.

Перед каждой работой необходимо хорошо усвоить цель и программу предстоящего испытания, прочитать соответствующие разделы в данном руководстве и в рекомендуемой литературе.

Во время проведения работы обучающиеся распределяются по рабочим

местам, где проводят запись показаний измерительных приборов и устройств. Запись показаний измерительных приборов и устройств должна производиться всеми обучающимися одновременно по команде преподавателя. Каждый должен записывать только то, что ему было ранее поручено, а не стараться записывать себе показания всех приборов.

После окончания испытаний все результаты замеров заносятся в протоколы. Бланк протокола должен быть подготовлен перед каждой работой. Пример формы бланка протокола приведен на рисунке 1.1.

Принятые обозначения основных показателей, определяемых при испытаниях ДВС:

n – частота вращения коленчатого вала ДВС;

P_y – показания весов тормозного устройства;

M_k – крутящий момент ДВС;

p_e – среднее эффективное давление;

N_e – эффективная мощность ДВС;

$\Delta V, \Delta G$ – объем и вес, израсходованный при замере дозы топлива;

ΔT – время расходования дозы топлива;

G_T – часовой расход топлива;

g_e – удельный эффективный расход топлива;

p_m – давление масла в системе смазки ДВС;

$t_{ож}$ – температура охлаждающей жидкости;

t_m – температура масла в картере;

G_ϵ – часовой расход воздуха;

Δh_ϵ – перепад давления в воздухомерной диафрагме;

α – коэффициент избытка воздуха;

η_v – коэффициент наполнения;

Θ – угол опережения зажигания.

1.5 Методика обработки результатов испытаний

При обработке результатов испытания необходимо соблюдать следующие правила:

- все подсчеты при обработке результатов испытаний должны проводиться с точностью до трех значащих цифр;
- графики характеристик могут быть построены на миллиметровой бумаге формата А4 либо с использованием специализированных программных продуктов, например, *Microsoft Office Excel* (пример построения графических зависимостей показателей работы ДВС представлен на рисунке 1.2);
- график должен быть изображен в виде, удобном для использования (не следует стремиться разместить все кривые на одном листе – лучше сделать два или три отдельных графика);
- следует избегать многократного пересечения кривых на графике;
- масштабы графиков должны быть удобны для работы (рекомендуется использовать масштабы, кратные 10).

При построении графиков характеристик обязательно следует соблюдать общее правило: графики первичных непосредственно измеряемых величин (M_k , n , G_T , G_e , t_m и т.п.) строятся по результатам замеров. При построении этих графиков наносятся и отмечаются опытные точки, а затем по этим точкам с помощью лекала проводится определенная линия таким образом, чтобы наибольшее количество опытных точек равно отстояли от проведенной линии.

При использовании компьютера при оформлении отчета по работе для построения графиков рекомендуется использовать табличный редактор *Microsoft Office Excel*. При построении кривых рекомендуется использовать тип диаграммы «точечная», далее, после построения точечной диаграммы, построить для нее линию тренда в том виде, который дает максимальную точность аппроксимации (коэффициент детерминации $R^2 \rightarrow 1$) с выводом уравнения данной кривой на графике. Эта линия (в графическом виде) и уравнение (в численном) и будут

выражать общую закономерность изменения соответствующей величины.

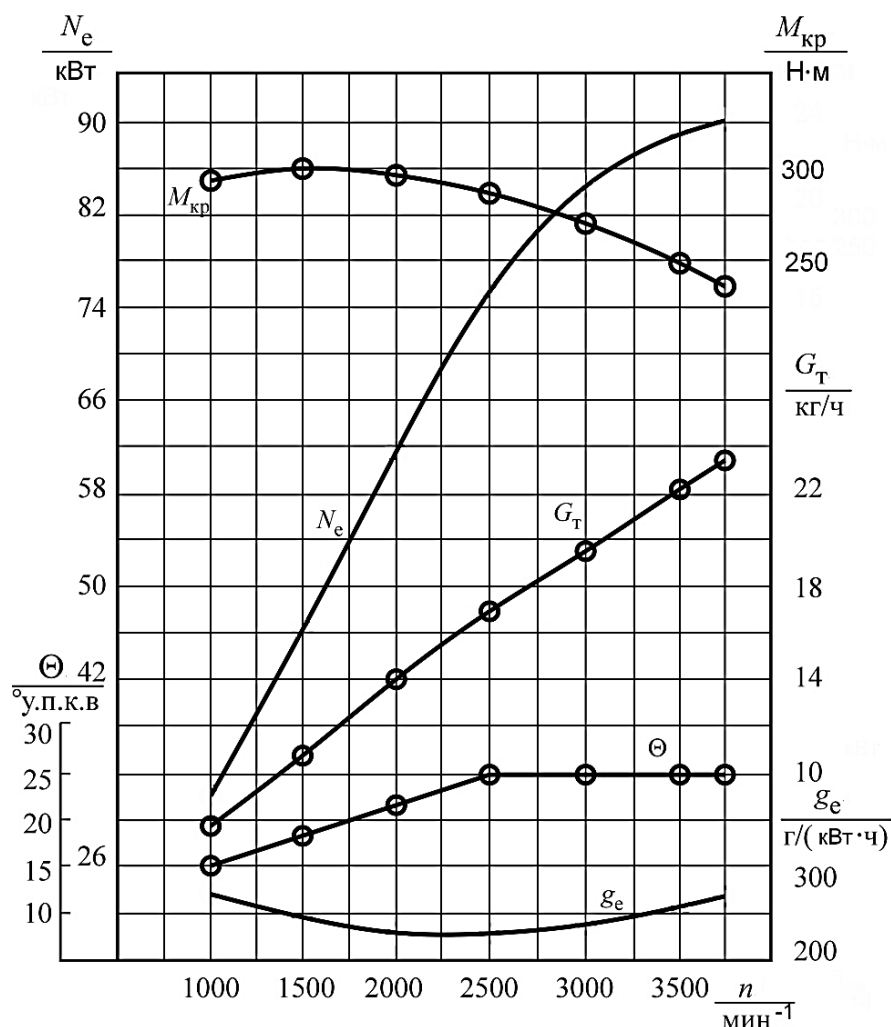


Рисунок 1.2 – Пример графического построения скоростной характеристики карбюраторного ДВС

Графики вторичных величин (N_e , p_e , g_e , α , η_v , η_e) строятся по результатам расчетов, причем значения первичных величин для этих расчетов должны браться не из результатов непосредственных измерений, а по ранее построенным осредненным кривым или полученным из уравнения аппроксимации кривой. Опытные точки на графиках вторичных величин не ставятся.

Полученные в ходе испытаний ДВС данные подвергаются обработке с использованием формул, приведенных в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Формулы для вычисления показателей

Показатель	Обозначение, ед. изм.	Формула для вычисления	Обозначения и размерности величин
1	2	3	4
Крутящий момент	M_k , Н·м	$M_k = 7,46 \cdot P_y$	P_y – показания весов тормоза, ед. дел. шк.
Среднее эффективное давление	p_e , МПа	$p_e = \frac{\pi \cdot M_k \cdot \tau \cdot 10^{-3}}{i \cdot V_h}$	τ – тактность, $\tau=4$; i – число цилиндров; V_h – рабочий объем цилиндра, дм ³
Эффективная мощность ДВС	N_e , кВт	$N_e = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot M_k \cdot 10^{-3}$	n – частота вращения коленчатого вала ДВС, мин ⁻¹
Часовой расход топлива (при объемном способе замера)	G_T , кг/ч	$G_T = 3,6 \frac{\Delta V \cdot \rho_m}{\Delta T}$	ΔV – объем топлива, израсходованный за время замера, см ³ ; ΔT – время замера, с.; ρ_m – плотность топлива, г/см ³
Удельный эффективный расход топлива	g_e , $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_e}$	
Часовой расход воздуха (при измерении с помощью нормальной диафрагмы)	G_B , кг/ч	$G_B = a \sqrt{\Delta h_B \cdot \rho_B}$ $\rho_B = 0,464 \cdot \frac{B_o}{T_o}$	a – постоянная для данной диафрагмы, $a=13,55$; Δh_B – показания дифференциального манометра (пьезометра), мм вод. ст.; ρ_B – плотность воздуха, кг/м ³ ; B_o – барометрическое давление, мм рт. ст.; T_o – температура окружающего воздуха, К.
Коэффициент избытка воздуха	α	$\alpha = \frac{G_B}{l_o \cdot G_T}$	l_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, $l_o = 14,9$ кг (для бензина)

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4
Коэффициент наполнения	η_v	$\eta_v = \frac{10^3 \cdot G_B}{30 \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot \rho_B}$ $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}$	D – диаметр цилиндра, мм; S – ход поршня, мм
Эффективный к.п.д.	η_e	$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{H_u \cdot g_e}$	H_u – низшая теплотворная способность топлива, для бензина: $H_u = 44$ МДж/кг

Мощность ДВС, а, следовательно, и показания весового устройства тормоза при полном открытии дроссельной заслонки определяются количеством горючей смеси, поступившей в цилиндры ДВС, которое зависит от давления, температуры и влажности воздуха. Поэтому при испытании бензиновых ДВС с полностью открытой дроссельной заслонкой, а дизельных ДВС – с полной подачей топлива, мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление приводят к стандартным атмосферным условиям. При испытании дизельных ДВС без наддува и с наддувом от нагнетателя, имеющего механический привод, к стандартным атмосферным условиям приводят также и часовой расход топлива.

ГОСТ 14846-81 устанавливает следующие стандартные атмосферные условия: барометрическое давление 760 мм рт. ст.; температура воздуха 20 °С; относительная влажность воздуха 50 % (давление водяных паров 9 мм рт. ст.).

Для приведения параметров N_e , M_k , p_e к стандартным атмосферным условиям, если испытания проводились при температуре воздуха $t > 20$ °С или давлении воздуха $p < 760$ мм рт. ст. (с учетом влажности воздуха), полученные при испытаниях значения перечисленных параметров должны быть увеличены в соответствии с данными таблицы 1.2, и, наоборот, когда $t < 20$ °С или $p > 760$ мм рт. ст. (с учетом влажности воздуха), они должны быть соответственно уменьшены.

Таблица 1.2 – Поправки для приведения к стандартным условиям

Условия применения поправок	Изменение N_e , M_k , p_e , %	
	Бензиновые ДВС	дизели без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом
Изменение температуры воздуха на каждые 10 °С в диапазоне от 10 °С до 60 °С	1,8	2,2
Изменение давления на каждые 10 мм рт. ст. не ниже 600 мм рт. ст.	1,35	1,35

Давление воздуха при подсчетах определяют вычитанием из барометрического давления водяных паров, которое определяют по графику в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха.

Для приведения часового расхода топлива к стандартным атмосферным условиям у дизельных ДВС при изменении температуры воздуха на каждые 10 °С часовой расход топлива (при неизменном положении рейки топливного насоса) увеличивается на 1,5 %. Для случаев, когда $t > 20$ °С, замеренный расход топлива увеличивают на указанную поправку и, соответственно, снижают, если $t < 20$ °С. Часовой расход топлива карбюраторных ДВС к стандартным атмосферным условиям не приводят.

1.6 Погрешности измерений и точность определения результатов испытаний

Зависимости, полученные при обработке опытных данных, являются осредняющими и приближенными. Объясняется это невозможностью строгого соблюдения заданного режима и неточной воспроизводимостью процессов в цилиндрах ДВС в пределах каждого опыта, погрешностями измерений и

некоторыми другими факторами.

При обработке опытных данных принято вычислять относительную погрешность как непосредственных, так и косвенных измерений и оценивать разброс опытных точек относительно осредняющих кривых на построенных графиках. Под косвенными измерениями подразумевают результаты расчета тех или иных параметров по величинам параметров, измеренных непосредственно.

Вероятное значение измеряемой величины X определяют как среднюю арифметическую величину из всех выполненных n отдельных равноточных измерений одного и того же численного значения физической величины:

$$\overline{X} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i}{n}, \quad (1.1)$$

Абсолютные ошибки в общем случае равны разности между искомой величиной и результатами ее измерения. А поскольку истинное значение измеряемой величины вообще остается неизвестным, то для практических расчетов принимают во внимание ее вероятное значение.

$$\Delta X_i = \overline{X} - X_i. \quad (1.2)$$

Средняя квадратичная ошибка σ отдельного измерения:

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta X_i^2}{(n-1)}}. \quad (1.3)$$

Относительные погрешности $\delta_{\Delta x}$, $\delta_{\sigma x}$ отдельных измерений:

$$\delta_{\Delta x} = \frac{\Delta X_i}{\overline{X}}, \delta_{\sigma x} = \frac{\sigma_x}{\overline{X}}. \quad (1.4)$$

Ошибки косвенных измерений находят из условия, что числовое значение определяемой физической величины является функцией одного или ряда независимых переменных, т.е. $y = f(X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n)$, где X_i – независимая переменная величина, которую необходимо измерить, чтобы по полученным результатам определить числовое значение функции.

Абсолютная ошибка в определении функции нескольких независимых переменных X_i равна:

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f}{\partial X_i} \cdot \Delta X_i \right|. \quad (1.5)$$

Среднеквадратичная ошибка в определении функции нескольких независимых переменных X_i равна:

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial X_i} \cdot \sigma_{xi} \right]^2}. \quad (1.6)$$

Соответствующие относительные погрешности равны:

$$\delta_{\Delta y} = \frac{\Delta Y_i}{Y}, \delta_{\sigma y} = \frac{\sigma_y}{Y}. \quad (1.7)$$

Величины ΔX_i и σ_{xi} берутся в соответствии с классом точности прибора по стандарту, формуляру или паспорту прибора, с помощью которого производилось измерение данного параметра или по известному значению соответствующей величины всего измерительного канала.

Пример 1 – Максимальная относительная погрешность определения среднего давления потерь, определяемого как $P_M = P_i - P_e$, равна:

$$\delta_P = \frac{\Delta P_i + \Delta P_e}{P_i - P_e}.$$

Здесь P_i и P_e – найденные средние индикаторное и эффективное давления, МПа;

ΔP_i и ΔP_e – абсолютные погрешности их определения, МПа.

Пример 2 – Максимальная относительная погрешность определения коэффициента избытка воздуха, определяемого как $\eta_V = \frac{10^3 \cdot G_B}{30 \cdot i \cdot V_h \cdot \rho_B \cdot n}$ равна:

$$\sigma_\eta = \frac{\Delta G_B}{G_B} + \frac{\Delta V_h}{V_h} + \frac{\Delta \rho_B}{\rho_B} + \frac{\Delta n}{n}.$$

Здесь:

$$\frac{\Delta G_B}{G_B} = 2 \cdot \frac{\Delta d}{d} + \frac{1}{2} \frac{\Delta P_0}{P_0} + \frac{\Delta h_B}{h_B} + \frac{1}{2} \frac{\Delta T_0}{T_0}$$

и

$$\frac{\Delta \rho_B}{\rho_B} = \frac{\Delta P_0}{P_0} + \frac{\Delta T_0}{T_0},$$

где $\frac{\Delta d}{d}$ – максимальная относительная погрешность при определении диаметра отверстия измерительной диафрагмы;

$\frac{\Delta P_0}{P_0}$ – максимальная относительная погрешность при определении давления

окружающего воздуха;

$\frac{\Delta h_B}{h_B}$ – максимальная относительная погрешность при определении перепада

давления в дроссельной шайбе;

$\frac{\Delta T_0}{T_0}$ – максимальная относительная погрешность при определении

абсолютной температуры окружающего воздуха.

После простых преобразований исходного выражения для σ_η можно записать:

$$\sigma_\eta = 2 \cdot \frac{\Delta d}{d} + \frac{3}{2} \frac{\Delta P_0}{P_0} + \frac{\Delta h_B}{h_B} + \frac{3}{2} \frac{\Delta T_0}{T_0} + \frac{\Delta V_h}{V_h} + \frac{\Delta n}{n}.$$

1.7 Правила техники безопасности при проведении испытаний ДВС

Ввиду того, что работающие ДВС являются объектами повышенной опасности, при проведении испытаний необходимо соблюдать требования техники безопасности. Также, кроме самих ДВС определенную опасность представляют аппаратура и некоторые приборы, применяемые при испытаниях.

Основную опасность при испытании ДВС представляют:

- вращающиеся детали ДВС и используемых стендов;
- детали ДВС, имеющие высокую температуру и вызывающие ожоги (выпускной коллектор);
- выхлопные газы ДВС, вызывающие отравление организма или раздражение кожных покровов;
- система зажигания бензиновых ДВС, вызывающая удар электротоком;
- топливо, вызывающее отравление организма или раздражение кожных покровов;
- приборы, имеющие питание от сети напряжением 220 В (например, осциллографы, газоанализаторы, управляющие механизмы стенда и т.д.), а также электродвигатель стенда, имеющий питание от сети 380 В (в том случае, когда на стенде установлен электрическое тормозное устройство);
- шумы, возникающие при работе ДВС.

Кроме того, ДВС представляют большую пожарную опасность. Все это

вызывает необходимость в разработке и соблюдении специальных правил для лиц, работающих в лаборатории ДВС.

Каждый обучающийся должен усвоить правила техники безопасности и поведения в лаборатории, для чего преподавателем проводится соответствующий инструктаж. Обучающиеся расписываются в специальном журнале о том, что они ознакомлены с правилами техники безопасности и обязуются их выполнять:

1) необходимо быть предельно осторожным около ДВС, несмотря на то, что все приводные и соединительные устройства вращающихся деталей снабжаются надежными ограждениями;

2) до начала испытаний необходимо осмотреть ДВС снаружи, проверить и, при необходимости, подтянуть крепления. Особое внимание следует обратить при проверке крепления гаек болтов гибкой муфты, соединяющей валы ДВС и тормозного устройства. Во избежание захвата одежды вращающимися деталями испытательного стенда запрещается проводить испытания ДВС с развевающимися концами одежды (шарфы, галстуки, шейные косынки, полы халатов, пиджаков и т.д.);

3) перед пуском ДВС включить вытяжную и приточную вентиляцию;

4) не допускать работу ДВС в случае подтекания топлива, масла и охлаждающей жидкости, а также при выходе отработавших газов через неплотности в соединениях выпускной системы;

5) запрещается производить регулировки, отсоединять трубопроводы горюче-смазочных материалов и охлаждающей жидкости, обтирать и смазывать вращающиеся части во время работы ДВС;

6) не допускать перелива бензина через верхнюю кромку топливной емкости в процессе измерения расхода топлива. В случае попадания бензина на кожный покров необходимо немедленно смыть его теплой водой с мылом;

7) запрещается бесцельное и без разрешения преподавателя включение приборов, двигателей, кнопочных пускателей, рубильников и переключателей;

8) ДВС, тормозная установка и рабочие места у тормозного стенда должны содержаться в чистоте;

9) запрещается прикасаться руками к системе выпуска отработавших газов (коллектор ДВС и трубопровод), а также находиться вблизи этих деталей, особенно при работе ДВС на режимах полной нагрузки;

10) запрещается проводить любые испытания ДВС одному. Присутствие второго лица обязательно для оказания, в случае необходимости, первой помощи;

11) внутри помещения лаборатории должны быть расположены в необходимом количестве противопожарные средства: огнетушители, ящики с песком, кошма, пожарный рукав и т.д.;

12) пользование открытым огнем (факелами, фонарями, лампами и т.д.), разжигание и прогрев паяльных ламп, а также курение в помещении лаборатории категорически запрещается;

13) запас топлива для каждого ДВС держать только в расходном топливном баке, емкость которого не должна превышать емкость бака заводского изготовления. Воспрещается хранение топлива и масла в дополнительных емкостях (бочках, флягах, бидонах и др.) в помещении лаборатории;

14) после окончания работы по испытанию ДВС отключить топливный бак, рубильник силовой электросети, водопроводную магистраль.

1.8 Контрольные вопросы

1. Что подразумевается под испытанием ДВС?
2. Какие существуют виды испытаний?
3. Какие основные виды работ проводятся при подготовке ДВС перед проведением испытаний?
4. Каковы основные условия проведения испытаний?
5. Что представляет собой методика обработки полученных результатов испытаний?
6. Что подразумевается под стандартными атмосферными условиями?
7. Для чего используются коэффициенты приведения к стандартным

атмосферным условиям?

8. Назовите причины возникновения погрешностей при измерениях?

9. Какие существуют виды погрешностей и ошибок измерений?

10. Что представляет основную опасность при испытании ДВС?

11. Каковы основные правила техники безопасности при испытании ДВС?

2 Изучение испытательного моторного стенда

2.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение устройства и принципа работы испытательного моторного стенда.

Задачами подраздела являются:

- знание основных требований, предъявляемых к испытательным моторным стендам;
- получение представления о видах тормозных устройств;
- изучение устройства и принципа работы тормозного устройства с электрической балансирной машиной переменного тока;
- получение представления о характеристиках электрической балансирной машины и схем ее подключения в электрическую сеть;
- изучение устройства испытательного моторного стенда на примере стенда КИ-5543.

2.2 Основные требования, предъявляемые к моторным стендам

Стендовые испытания ДВС проводятся на специальной стационарной установке – испытательном моторном стенде, которые могут быть обкаточными или обкаточно-тормозными. Отличаются данные типы стендов тем, что обкаточные позволяют проводить холодную обкатку и горячую обкатку ДВС на режиме холостого хода. Обкаточно-тормозные стенды кроме этого позволяют проводить горячую обкатку ДВС под нагрузкой, а также снятие нагрузочно-скоростных характеристик ДВС. Далее будем говорить об обкаточно-тормозных стендах.

На испытательном моторном стенде должно быть установлено необходимое оборудование для измерения таких основных параметров работы ДВС, как:

- крутящий момент на коленчатом валу ДВС M_k , Н·м;

- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- часовой расход топлива по массе G_T , кг/ч или по объему V_T , м³/ч;
- часовой расход воздуха по массе G_{ϵ} , кг/ч или по объему V_{ϵ} , м³/ч;
- температуры t , °С: окружающего воздуха, охлаждающей жидкости, масла в картере, отработавших газов на выходе из коллектора ДВС, газа перед смесителем для газовых ДВС;
- давления p , МПа: окружающего воздуха, масла в магистрали, топлива перед входом в насос высокого давления для дизельных ДВС;
- разрежение h , мм рт. ст. во впускном трубопроводе $h_{вп.тр.}$ (для карбюраторных и газовых ДВС) или перед смесителем $h_{см.}$ (для газовых ДВС);
- угол опережения зажигания Θ , у.п.к.в. (угол поворота коленчатого вала).

При проведении специальных испытаний стенд может иметь дополнительное оборудование для снятия индикаторных диаграмм, определения дымности и токсичности отработавших газов, измерения расхода охлаждающей жидкости, масла и т.д.

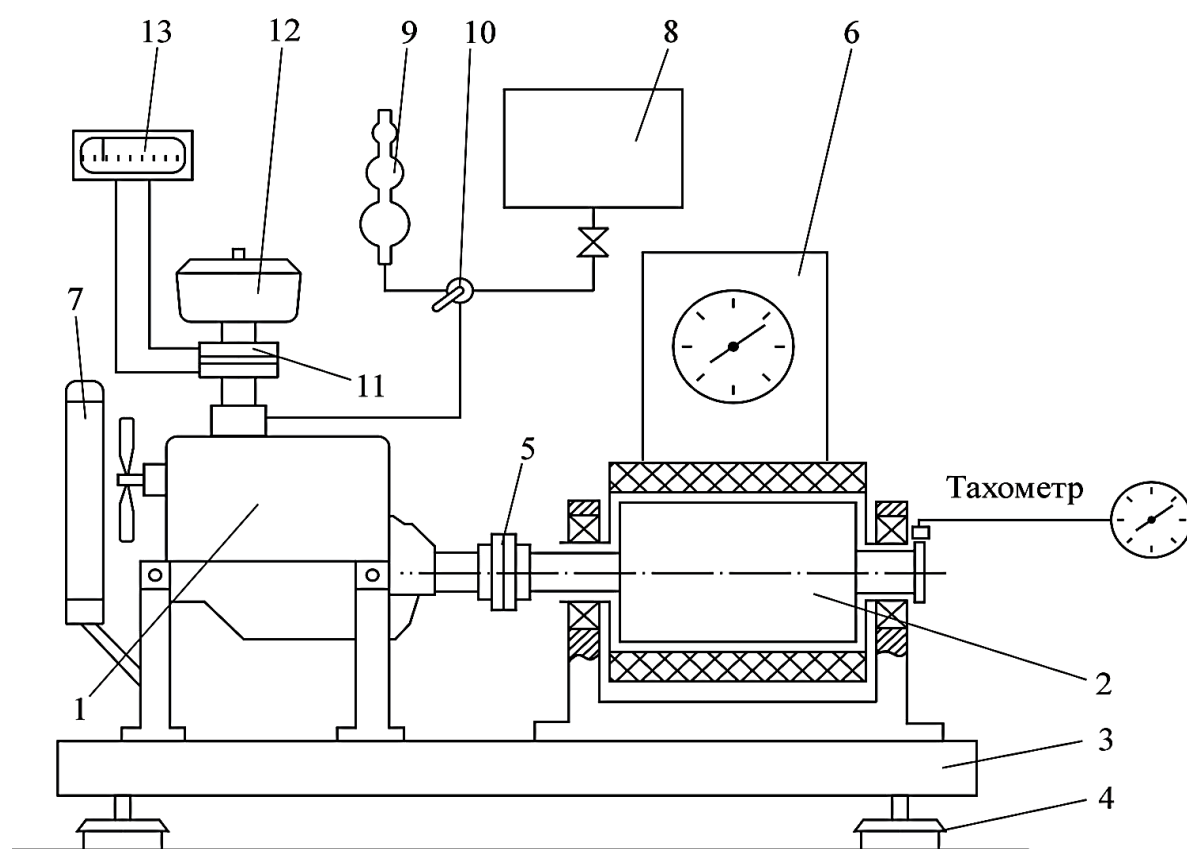
Перечисленные выше измерения должны проводиться с помощью приборов, предварительно поверенных или протарированных, о чем должны иметься акты поверки или протоколы тарировки.

В соответствии с ГОСТ 14846-81 оборудование испытательного моторного стенда должно обеспечивать точность измерений при испытании ДВС в области номинальных значений следующих параметров: крутящего момента $\pm 0,5$ %, частоты вращения $\pm 0,5$ %, расходов жидкого и газообразного топлива $\pm 0,5$ %, температуры атмосферного воздуха на входе в ДВС ± 1 °С, температур охлаждающей жидкости, масла и топлива ± 1 °С, давления масла ± 20 кПа, угла опережения зажигания или начала впрыска топлива $\pm 1^\circ$ у.п.к.в. Эти величины включают неточности применяемых приборов и погрешности отсчета.

2.3 Общее устройство испытательного моторного стенда

Испытательный моторный стенд, используемый в работах, изготовлен на базе обкаточно-тормозного стенда КИ-5543. Данный стенд предназначен для проведения обкатки и испытания ДВС, номинальный крутящий момент которых находится в пределах от 177 до 363 Н·м, а частота вращения коленчатого вала от 1700 до 3000 мин⁻¹.

Устройство испытательного моторного стенда показано на рисунке 2.1.



1 – ДВС; 2 – балансирующая машина; 3 – рама стенда; 4 – виброопоры; 5 – упругая муфта; 6 – весовое устройство; 7 – радиатор; 8 – топливный бак; 9 – штихпробер; 10 – трехходовой кран; 11 – мерная диафрагма; 12 – воздухоочиститель; 13 – дифференциальный манометр

Рисунок 2.1 - Схема моторного стенда

Моторный стенд устанавливается на железобетонном фундаменте. ДВС 1 и балансирная машина 2 установлены на раме 3, которая имеет виброопоры 4 для гашения вибраций, передаваемых от стенда на фундамент. Коленчатый вал ДВС и вал балансирной машины соединены через коробку перемены передач (КПП) между собой валами, между которыми установлена упругая муфта 5, компенсирующая перекосы осей валов.

Крутящий момент на валу ДВС измеряется с помощью весового устройства 6, соединенного системой рычагов с корпусом балансирной машины, установленным в опорах качения.

ДВС охлаждается с помощью радиатора 7. Однако, при стендовых испытаниях ДВС может устанавливаться без радиатора и вентилятора. В этом случае моторный стенд должен быть оборудован устройством, обеспечивающим нормальную работу системы охлаждения ДВС.

При испытании карбюраторных ДВС топливо поступает самотеком из топливного бака 8 или из штихпробера 9 в зависимости от положения шпинделя трехходового крана 10. Штихпробер служит для замера расхода топлива. При испытании впрысковых ДВС топливо подается из топливного бака под давлением, а измерение расхода топлива производится с помощью мотор-тестера и компьютера.

Расход воздуха, поступающего в карбюраторные ДВС, измеряется с помощью мерной диафрагмы 11, у впрысковых ДВС производится с помощью мотор-тестера и компьютера.

Трубопровод для отвода отработавших газов при испытаниях в закрытом помещении не должен иметь противодавления у выходного сечения фланца выпускного трубопровода более 20 мм рт. ст. при работе ДВС на режиме максимальной мощности.

Система зажигания карбюраторного ДВС на стенде подвергается следующим изменениям: центробежный и вакуумный регуляторы угла опережения зажигания отключаются; устанавливается устройство для ручной регулировки угла опережения зажигания с выводом рукоятки управления на пульт управления стенда, а стенд оснащается прибором для измерения величины угла опережения зажигания.

Управление работой стенда и контроль за параметрами работы ДВС осуществляется с пульта управления. На пульт выведены органы управления открытием дроссельной заслонки или положением рейки топливного насоса высокого давления; углом опережения зажигания; приборы, контролирующие работу ДВС: тахометр, термометры, показывающие температуру охлаждающей жидкости и масла, манометр для контроля давления масла в системе ДВС, замок зажигания и др.

Запуск ДВС при испытаниях осуществляется с помощью балансирной машины. Также при испытаниях на других стендах возможен запуск электрическим стартером; стационарным электромотором с редуктором и храповой муфтой, автоматически отсоединяющей электромотор от ДВС после запуска последнего; пусковой рукояткой (для ДВС относительно малого литража и невысокой степени сжатия).

2.4 Общие сведения о тормозных устройствах

Применяемые при испытаниях ДВС различные виды тормозных устройств служат для создания внешнего сопротивления, которое поглощает мощность, развиваемую ДВС, а также позволяют измерять крутящий момент ДВС, работающего на стенде.

Тормозное устройство любого типа характеризуется следующими параметрами:

- 1) максимальной $N_T^{\max}$ и минимальной $N_T^{\min}$ поглощаемыми мощностями;
- 2) максимальной $n_{\max}$ и минимальной $n_{\min}$ частотами вращения;
- 3) максимальным $M_T^{\max}$ и минимальным $M_T^{\min}$ тормозными моментами;

4) пределом регулирования тормоза по частоте вращения, характеризующимся коэффициентом $\beta_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$;

5) пределом регулирования тормоза по тормозному моменту, характеризующимся коэффициентом $\beta_M = \frac{M_T^{\max}}{M_T^{\min}}$;

6) пределом регулирования тормоза по мощности, характеризующимся коэффициентом $\beta_N = \frac{N_T^{\max}}{N_T^{\min}}$;

7) частотой вращения, при котором тормозное устройство развивает максимальный крутящий момент n_M .

В зависимости от принципа создания тормозного момента различают механические, пневматические, гидравлические, электрические, индукторные и комбинированные тормозные устройства.

Механические тормозные устройства бывают барабанного или дискового типа. Тормозной момент в таких устройствах создается за счет трения фрикционных колодок или дисков о вращающуюся поверхность. Механические тормозные устройства просты по конструкции, но имеют существенные недостатки – обладают малой энергоемкостью вследствие затруднений в отводе возникающей при трении теплоты (при перегреве снижается коэффициент трения) и имеют нестабильные характеристики (изменение коэффициента трения вследствие случайных факторов). Также в данном типе тормозных устройств при работе происходит образование и выброс мелкодисперсных частиц фрикционных материалов, опасных для здоровья человека. Поэтому для испытания автомобильных ДВС их применяют редко.

Пневматические тормозные устройства представляют собой воздушные винты или компрессоры. Мощность в этих тормозных устройствах затрачивается на перемещение и нагрев воздуха. Воздушные тормозные устройства применяются в пневматических тормозных установках, используемых для испытаний тракторных ДВС в полевых условиях.

Гидравлические тормозные устройства просты по конструкции, энергоемки и позволяют регулировать в широких пределах нагрузку и частоту вращения. Действие гидравлического тормозного устройства основано на использовании сил трения между вращающимся ротором и водой. Энергия торможения превращается в

тепло, затрачиваемое на нагрев воды. Отвод теплоты осуществляют путем постоянной смены воды, нагревающейся в тормозе, на холодную. Для этого тормозное устройство подключается к водопроводной сети. Недостатком гидравлических тормозных устройств является изменение тормозного момента вследствие колебаний давления в водопроводной сети.

Электрические тормозные устройства представляют собой электрические машины, вал которых соединяют с валом испытываемого ДВС и обладают рядом преимуществ по сравнению с механическими и гидравлическими. Механическая энергия, вырабатываемая ДВС, превращается в электрическую и обычно отдается в общую трехфазную сеть. Кроме этого, электрические машины обратимы и, в случае питания их от внешней сети, превращаются в электрический двигатель. Таким образом, электрическое тормозное устройство может работать как в генераторном, так и в двигательном режиме, что позволяет прокручивать коленчатый вал испытуемого ДВС, проводить его холодную обкатку, запускать ДВС, определять величину механических потерь в нем и др. Электрические тормозные устройства подразделяют на тормозные устройства постоянного и переменного тока. Разновидностью их являются индукторные (или электромагнитные) тормозные устройства.

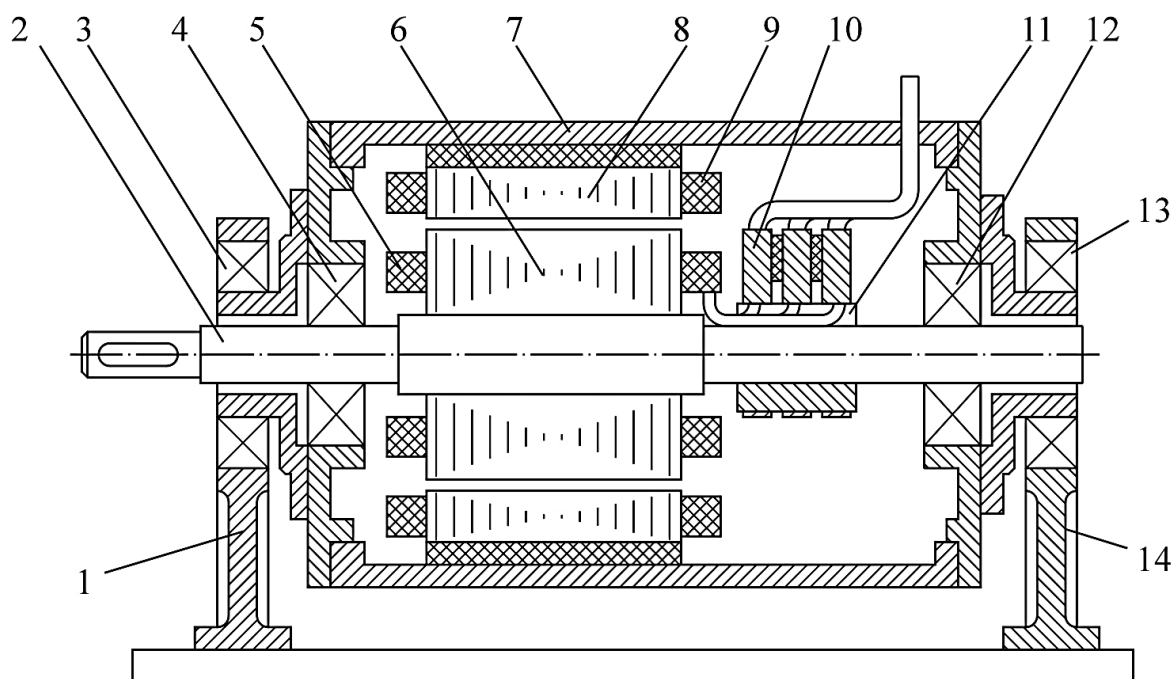
2.5 Устройство и работа тормозного устройства с электрической балансирной машиной переменного тока

Рассмотрим устройство и принцип работы электрического тормозного устройства на примере обкаточно-тормозного стенда КИ-5543, оснащенного балансирной асинхронной машиной с фазовым ротором типа АКБ.

Балансирная электрическая машина (рисунок 2.2) посредством двух опорных цапф подвешена на опорных стойках 1 и 14, что позволяет корпусу машины 7 поворачиваться на некоторый угол в обе стороны по своей продольной оси.

Эта машина в отличие от асинхронного электродвигателя с короткозамкнутой обмоткой ротора имеет узел контактных колец 11 на валу ротора 2 и щеточный

механизм 10, что позволяет присоединять омическое сопротивление к обмотке ротора 5.



1, 14 - опорные стойки; 2 - вал ротора; 3, 13 - подшипники статора; 4, 12 - подшипники ротора; 5 - обмотка ротора; 6 - сердечник статора; 7 - корпус статора; 8 - сердечник ротора; 9 - обмотка статора; 10 - щеточный механизм; 11 - узел контактных колец

Рисунок 2.2 – Электрическая балансирная машина переменного тока

Работу асинхронной электрической машины с фазным ротором можно уяснить по ее механической характеристике (рисунок 2.3), представляющей зависимость изменения момента от частоты вращения ротора.

Кривая 1 называется естественной характеристикой. Она соответствует короткому замыканию концов обмотки ротора, выведенных на токосъемные кольца. Кривые 2 и 3 называются искусственными характеристиками.

Их получают подключением сопротивления к обмотке ротора через токосъемные кольца. Если изменить сопротивление, то искусственных характеристик можно получить множество. Все характеристики пересекаются с

осью абсцисс в одной точке, соответствующей синхронной частоте вращения электрической машины n_c .

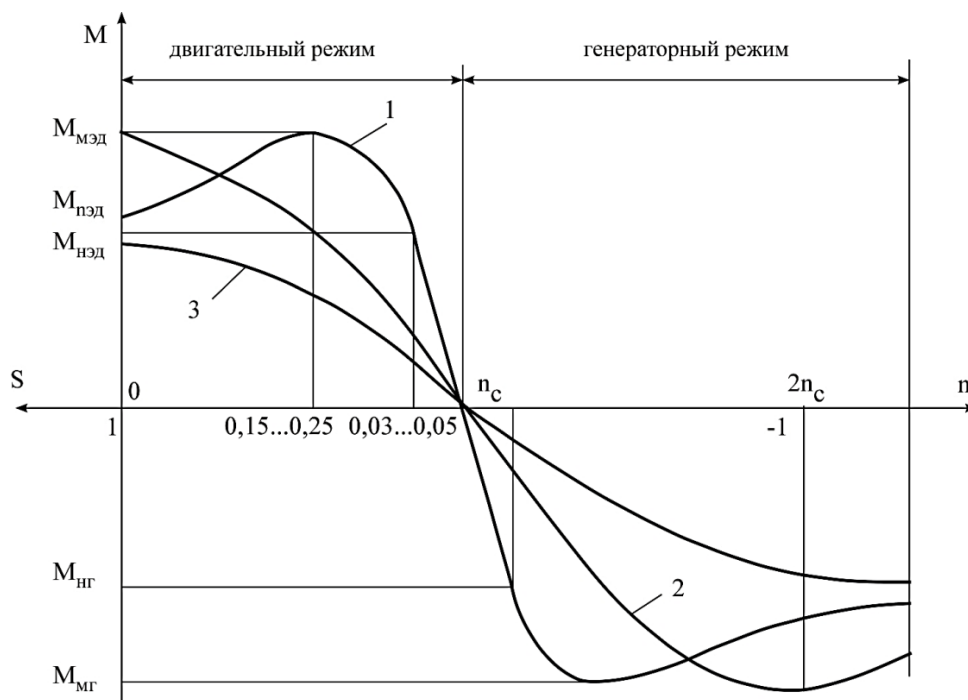


Рисунок 2.3 – Механическая характеристика асинхронной машины

Она представляет собой частоту вращения магнитного поля статора машины и определяется частотой переменного тока сети и числом пар полюсов статора. При синхронной частоте крутящий момент на валу электродвигателя равен нулю, что объясняется равенством частот вращения вала ротора и электромагнитного поля в обмотках статора. Для различных электродвигателей синхронная частота различна.

Из графиков видно, что при синхронной частоте вращения крутящий момент на валу машины равен нулю.

Частота вращения вала машины, работающей как электродвигатель, меньше синхронной частоты и характеризуется коэффициентом скольжения S :

$$S = \frac{(n_c - n)}{n_c} = 1 - \frac{n}{n_c}, \quad (2.1)$$

где n – фактическая частота вращения.

При $S = 1$ ротор электродвигателя не вращается. Это может быть в случае, если фазовая обмотка ротора разомкнута или крутящий момент машины меньше пускового момента ДВС. Различают три значения крутящего момента при работе машины в качестве электродвигателя: номинальный, максимальный и пусковой.

Под номинальным крутящим моментом $M_{н\ эд}$ понимают такое его максимальное значение, при котором машина как электродвигатель может работать продолжительное время при короткозамкнутой обмотке ротора и допустимой температуре нагрева. Это соответствует коэффициенту скольжения $S = 0,03 - 0,05$.

Максимальный крутящий момент $M_{м\ эд}$ в $1,8 - 2,3$ раза больше номинального и достигается при коэффициенте скольжения $0,15 - 0,25$. Характерно, что максимальный момент для естественной и всех искусственных характеристик равновелик – верхние точки кривых характеристик лежат на прямой линии, параллельной оси абсцисс.

Пусковым моментом $M_{п\ эд}$ называют крутящий момент при трогании машины (при $S = 1$) под нагрузкой. При коротком замыкании обмотки ротора он может быть меньше номинального (характеристика 1), а при некоторой величине сопротивления, включенного в обмотку ротора, может достигать максимального значения (характеристика 2). Это свойство асинхронной машины с фазовой обмоткой ротора используется в обкаточно-тормозном стенде для запуска обкатываемых ДВС.

Для получения генераторного режима ротор машины должен вращаться с частотой, большей синхронной. При этом электрическая машина создает тормозной момент на валу ДВС.

Момент в генераторном режиме по частоте вращения изменяется аналогично. По абсолютной величине скольжение, соответствующее номинальному $M_{нг}$ и максимальному $M_{мг}$ моментам в генераторном режиме, будет практически как и в двигательном режиме.

При $S = -1$ частота вращения ротора становится вдвое больше синхронной. Обычно этот скоростной режим принимают за максимальный. Дальнейшее

увеличение частоты вращения может привести к выходу из строя обмоток ротора из-за больших центробежных сил.

Таким образом, испытания и обкатку ДВС под нагрузкой возможно проводить только когда электрическая балансирная машина работает в генераторном режиме при частоте вращения коленчатого вала выше синхронной. Холодная обкатка и прокрутка коленчатого вала ДВС выполняется на частотах, меньших синхронной частоты.

При работе в генераторном режиме электрическая машина превращает механическую работу, совершаемую ДВС, в электрическую энергию, до 75 % которой поступает в сеть.

Асинхронная электрическая машина с фазным ротором включается в трехфазную электрическую сеть по схеме, приведенной на рисунке 2.4.

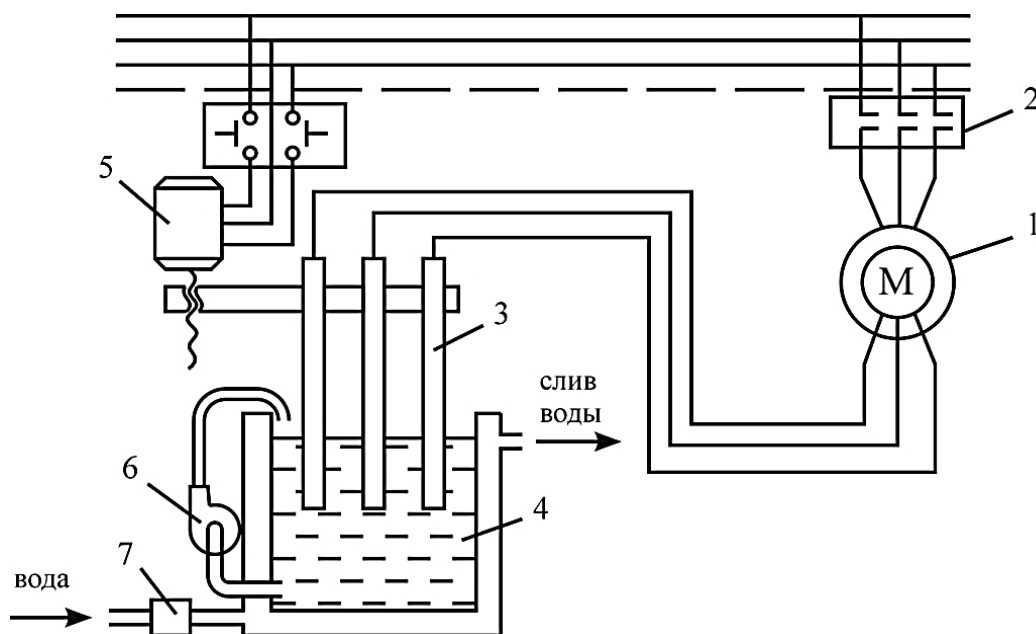


Рисунок 2.4 – Схема подключения балансирной электрической машины

Обмотка статора балансирной машины 1 включается в сеть магнитным пускателем 2. Обмотки ротора подключены к электродам 3 жидкостного реостата 4, который предназначен для регулирования нагрузки и частоты вращения ротора

электрической машины при ее работе как в двигательном, так и в генераторном режиме.

Реостат состоит из бака емкостью 300 л, наполненного от 1 % до 3 % водным раствором кальцинированной соды. Изменение положения электродов реостата осуществляется исполнительным механизмом 5 (редуктор с приводом от электродвигателя), управляемым дистанционно.

Для отключения электродвигателя исполнительного механизма в крайних положениях электродов на исполнительном механизме установлены концевые выключатели. По мере погружения электродов площадь контакта их с раствором увеличивается, а сопротивление уменьшается. Минимальное сопротивление жидкостного реостата зависит не только от величины площади контакта электродов с раствором, но также и от длины пути прохождения тока в растворе, концентрации раствора и его температуры.

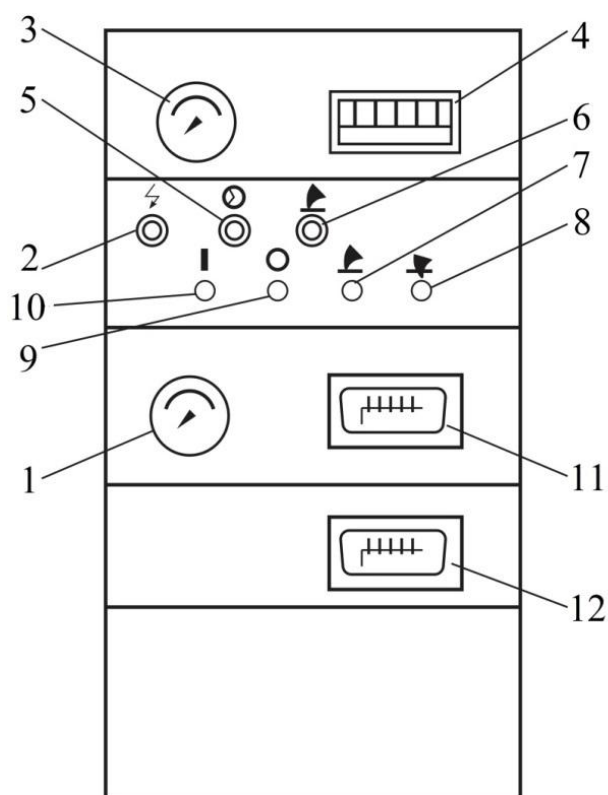
Для исключения неравномерного нагрева раствора и его интенсивного испарения в области электродов, а также выпадения в осадок частиц кальцинированной соды, раствор перемешивается центробежным насосом 6.

С целью охлаждения раствора бак реостата имеет двойные стенки, в пространство между которыми подается проточная вода через регулятор температуры 7, состоящий из термометрической системы и клапана. Регулятор поддерживает температуру раствора в пределах от 50 °С до 60 °С.

Управление работой стенда осуществляется дистанционно с приборной стойки, на которой размещены органы дистанционного управления, контрольно-измерительные и сигнальные приборы (рисунок 2.5).

Сигнальная лампа 2 на приборной стойке загорается при подаче напряжения в электрическую цепь стенда. При нажатии на кнопку 10 подается напряжение на обмотку статора машины и загорается сигнальная лампа 5. При нажатии на кнопку 8 электроды реостата погружаются в раствор; при нажатии на кнопку 7 электроды выводятся из раствора. При нахождении электродов в крайнем верхнем положении загорается сигнальная лампа 6. В электрической схеме стенда предусмотрен

автоматический вывод электродов реостата из раствора при выключении электромашины кнопкой 9.



1 - манометр давления масла; 2, 5, 6 - сигнальные лампы; 3 - тахометр стрелочный; 4 - тахометр цифровой; 7, 8, 9, 10 - кнопки управления; 11 - логометр температуры масла; 12 - логометр температуры воды

Рисунок 2.5 – Стойка приборная

2.6 Весовое устройство

Весовое устройство предназначено для измерения вращающего крутящего момента или момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала ДВС при его испытаниях на стенде.

Конструктивно статор электрической балансирной машины тормозного устройства стенда установлен на роликовых опорах для обеспечения возможности его перемещения вокруг своей оси. Так как замер установившегося крутящего

момента сводится к измерению силы, приложенной к определенному плечу, в данном случае измеряется сила, приложенная к кронштейну, смонтированному на статоре тормоза. Из разнообразных типов весовых устройств, предназначенных для этой цели, наибольшее применение получили маятниковые и квадрантные, первый из которых, установленный на обкаточно-тормозном стенде КИ-5543, показан на рисунке 2.6.

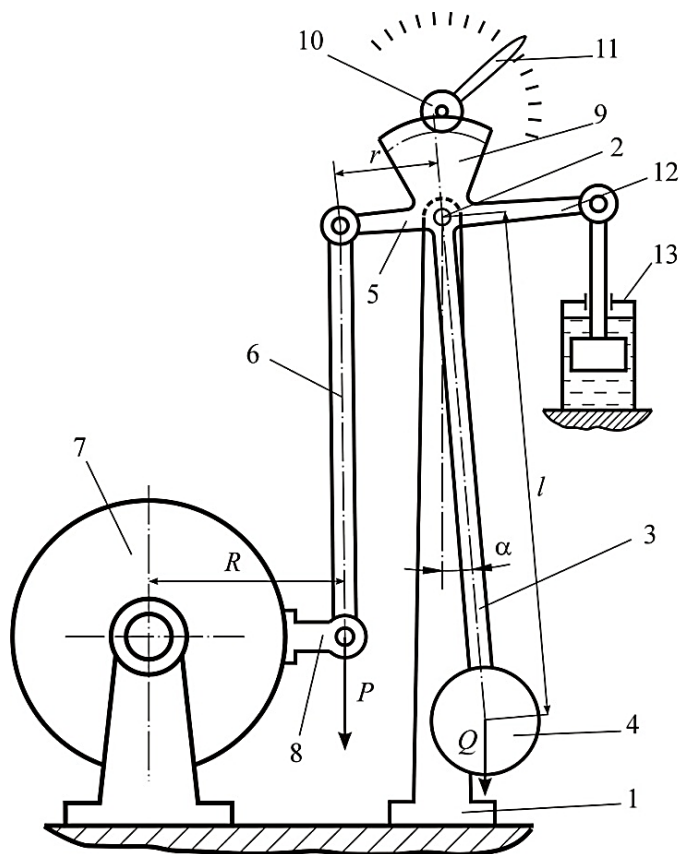


Рисунок 2.6 – Весовое устройство маятникового типа

Маятниковое весовое устройство смонтировано на стойке 1. В верхней части стойки на оси 2 закреплены: рычаг 3 с уравнивающим грузом 4; рычаг 5, соединенный через тягу 6 с закрепленным на корпусе балансирной машины 7 кронштейном 8; зубчатый сектор 9, входящий в зацепление с малой шестерней 10, на оси которой установлена стрелка 11; рычаг 12, соединенный с демпфирующим устройством 13.

Маятниковый динамометр представляет собой двуплечий рычаг, к плечу « r » которого прикладывается измеряемая сила P , а на плече « l » закрепляется уравнивающий груз Q . Равновесие двуплечего рычага достигается при условии:

$$P \cdot r \cdot \cos \alpha = Q \cdot l \cdot \sin \alpha, \quad (2.2)$$

откуда:

$$P = Q \cdot \frac{l}{r} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.3)$$

Реактивный момент M , возникающий на статоре балансирной машины, равен:

$$M = P \cdot R = Q \cdot \frac{l}{r} \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.4)$$

где R – расстояние от оси балансирной машины до оси крепления тяги 6 на кронштейне 8.

Таким образом, измеряемый тормозной момент теоретически будет пропорционален тангенсу угла отклонения маятника.

Вследствие зазоров в шарнирах и трения в них условия равновесия нарушаются, поэтому шкала маятниковых весов наносится по результатам тарировки.

Для быстрого успокоения колебаний маятника, возникающих при резких изменениях нагрузки и крутящего момента, весовое устройство снабжено гидравлическим демпфирующим устройством 13, которое представляет собой цилиндр, заполненный маслом, с поршнем. Успокаивающее действие демпфера обеспечивается гидравлическим сопротивлением при перетекании масла, вызванном

колебаниями поршня, между верхней и нижней полостями цилиндра через два отверстия в поршне и зазор между цилиндром и поршнем.

В зависимости от режима работы электрической машины (двигательный или генераторный), корпус поворачивается по ходу часовой стрелки или против, соответственно отклоняются груз и показывающая стрелка. Поэтому на циферблате весового механизма нанесены от нулевого деления две шкалы: одна для двигательного режима, другая – для генераторного.

2.7 Контрольные вопросы

1. Какие основные параметры работы ДВС возможно измерять на стенде?
2. Какую точность измерения параметров работы ДВС должно обеспечивать оборудование испытательного стенда?
3. Расскажите общее устройство тормозного стенда?
4. Какими параметрами характеризуются тормозные устройства любого типа?
5. Какие существуют виды тормозных устройств?
6. Расскажите устройство электрической балансирной машины переменного тока?
7. Что характеризует коэффициент скольжения?
8. Что понимается под номинальным, максимальным и пусковым крутящими моментами электродвигателя?
9. Какова схема подключения балансирной электрической машины в сеть? Назначение и конструктивные особенности жидкостного реостата?
10. Какие органы управления и контроля расположены на приборной стойке испытательного моторного стенда?
11. Для чего предназначено весовое устройство? Каковы основы конструкции и принцип его работы?

3 Измерительные устройства испытательного моторного стенда

3.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение и принципа действия измерительных устройств испытательного моторного стенда.

Задачами подраздела являются:

- знание назначения и применения измерительных устройств испытательного моторного стенда;
- получение представления о принципе работы основных измерительных устройств;
- умение применять на практике измерительные устройства при проведении испытаний ДВС.

3.2 Устройства для измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС

Частоту вращения коленчатого вала ДВС измеряют приборами двух типов: тахометрами, показывающими непосредственное число оборотов в минуту, и суммарными счетчиками, фиксирующими число оборотов за определенный отрезок времени.

По принципу действия тахометры делятся на центробежные, электрические, магнитные или индукционные, стробоскопические и электронные тахометры.

На приборной стойке испытательного моторного стенда (рисунок 2.5) размещены стрелочный 3 и цифровой 4 тахометры.

3.3 Устройства для измерения давлений и температур

При испытаниях автотракторных ДВС для измерения давления и разрежения

широко применяются ртутные или механические барометры (для измерения атмосферного давления), водяные или ртутные пьезометры, пружинные манометры.

Пружинные манометры используют для измерения давления масла в системе смазки и давления топлива в системе питания дизельных ДВС.

Для измерения температуры охлаждающей жидкости применяют приборы различных принципов действия: термометры расширения (ртутные, спиртовые и др.); манометрические термометры; электрические термометры сопротивления; термоэлектрические пирометры. Температура окружающей среды измеряется ртутным или спиртовым термометром, расположенным на расстоянии от 2 до 3 м от ДВС (следует предохранять термометр от нагрева инфракрасным излучением от работающего ДВС).

Температура отработавших газов и газов во впускном коллекторе обычно измеряется при помощи термопар (термоэлектрические пирометры). Принцип действия их основан на использовании термоэлектрического эффекта, возникающего при нагревании спаянных или сваренных концов двух проводов, изготовленных из разных металлов, например *хромель – конпель*, *медь – константан*, *платина – родий* и др. Кроме датчика – термопары необходим еще измеритель, в качестве которого обычно используют гальванометр (логометр) или цифровые измерительные приборы с функцией замера температуры от термопар (электронные тестеры).

На приборной стойке испытательного моторного стенда (рисунок 2.5) размещены: манометр 1 давления масла; логометр 11 температуры масла; логометр 12 температуры охлаждающей жидкости.

3.4 Устройства для определения токсичности и дымности отработавших газов

Для определения токсичности отработавших газов бензиновых ДВС используются специальные приборы, называемые газоанализаторами. Для определения дымности отработавших газов дизельных ДВС применяют дымомеры.

Данные приборы выпускаются многими производителями, как отечественными, так и зарубежными.

Рассмотрим устройство и принцип работы газоанализаторов на примере 4-х компонентного газоанализатора «Инфракар М», внешний вид которого представлен на рисунке 3.1.

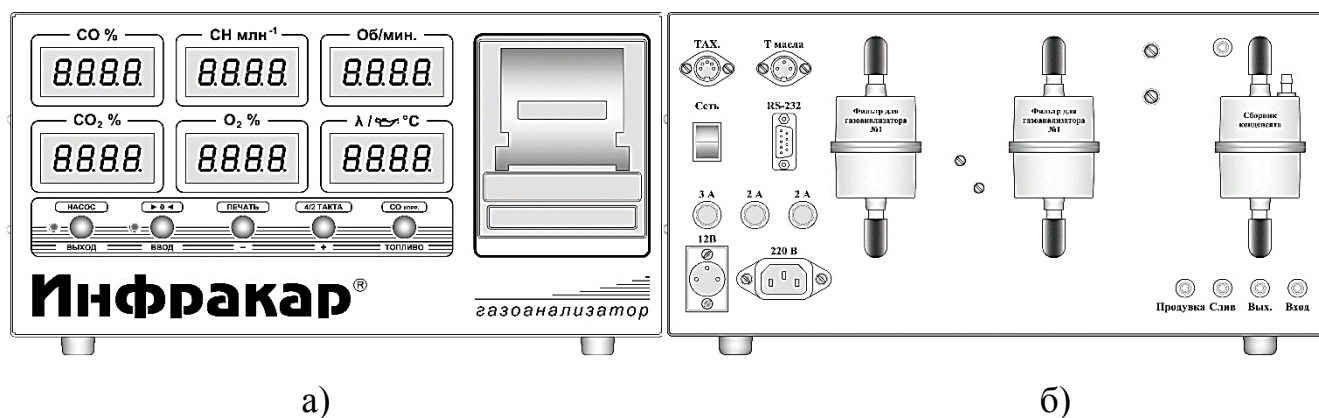


Рисунок 3.1 – Внешний вид газоанализатора «Инфракар М»: а) вид спереди; б) вид сзади

Газоанализатор «Инфракар М» предназначен для измерения объемной доли оксида углерода (CO), углеводородов (CH) (в пересчете на гексан), диоксида углерода (CO₂), кислорода (O₂) в отработавших газах автомобилей с бензиновыми ДВС.

В газоанализаторе имеется канал для измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС автомобилей, осуществляется расчет коэффициента избытка воздуха λ . Тахометр предназначен для измерения и отображения в цифровом виде частоты вращения коленчатого вала двух и четырехтактных ДВС, с бесконтактной и контактной одноискровой системой зажигания с высоковольтным распределением.

Прибор состоит из системы пробоотбора и пробоподготовки, блока измерительного (БИ) и блока электронного (БЭ).

Конструктивно газоанализатор выполнен в металлическом корпусе, предназначенном для установки на горизонтальной поверхности. Система

пробоотбора и пробоподготовки газоанализатора включает газозаборный зонд, пробоотборный шланг, бензиновый фильтр, 2-х камерный насос, клапан пневматический, каплеотбойник, 3 фильтра №1 для газоанализатора (фильтры тонкой очистки).

Каплеотбойник в нижней части соединен со штуцером **СЛИВ** для автоматического слива конденсата побудителем расхода. Принцип действия датчиков объемной доли (CO , CO_2 , CH) – оптико-абсорбционный. Принцип действия датчика измерения концентрации O_2 – электрохимический. Принцип действия датчика частоты вращения коленчатого вала основан на индуктивном методе определения частоты импульсов тока в системе зажигания.

Блок измерительный содержит оптический блок, в котором имеются излучатель, измерительная кювета, 4 пироэлектрических приемника излучения, перед которыми размещены 4 интерференционных фильтра. Излучение модулируется обтюратором. В измерительном блоке также размещен электрохимический датчик кислорода. Электронный блок предназначен для измерения выходных сигналов первичных преобразователей газоанализаторов «Инфракар М», обработки и представления результатов измерения. Газоанализатор через разъем RS 232 кабелем соединяется с компьютером через COM-порт для вывода на экран и сохранения данных об измерении в компьютере.

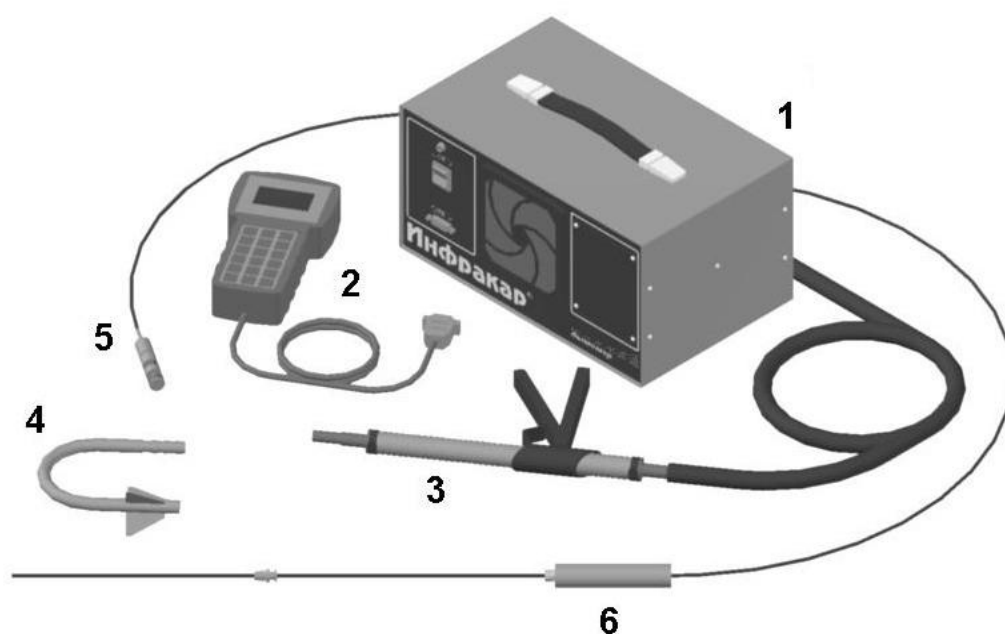
Перед началом измерений установить пробозаборник прибора в выхлопную трубу на глубину не менее 300 мм от среза (до упора) и зафиксировать его зажимом. Произвести настройку нулей всех каналов нажатием кнопки ►0◄. При этом должно быть обеспечено поступление чистого воздуха, не загрязненного выбросами CO_2 , CO и CH .

Включить **Насос** нажатием кнопки. Газоанализатор готов к работе. После окончания режима настройки нуля (чувствительности - по каналу O_2) газоанализатор переходит в режим измерения концентраций всех каналов, а также частоты вращения коленчатого вала ДВС, производится расчет коэффициента λ . Показания следует фиксировать через 40 – 60 с после начала измерения. Нажатием кнопки **ПЕЧАТЬ** производится распечатка измеренных величин с указанием

реального времени. По окончании замеров вынуть пробозаборник из выхлопной трубы, отсоединить тахометр.

Рассмотрим устройство и принцип работы устройств для определения дымности отработавших газов дизельных ДВС (дымомеров) на примере дымомера «Инфракар Д».

Дымомер состоит из оптического блока, пульта управления и пробоотборного устройства (рисунок 3.2).



1 – оптический блок, 2 – пульт управления, 3 – газозаборный зонд с пробоотборным шлангом, 4 – зонд для вертикально расположенной выпускной системы, 5 – датчик частоты вращения коленчатого вала, 6 – датчик температуры масла

Рисунок 3.2 – Общий вид дымомера «Инфракар Д»

В дымомере использован метод просвечивания столба отработавших газов источником света и его поглощение. Длина траектории лучей света называется эффективной оптической базой L . Эффективная оптическая база дымомера $L = 0,43$ м.

Источник света и фотоприемник имеют спектральную характеристику, соответствующую кривой человеческого глаза в диапазоне от 430 до 680 нм.

Сигнал фотоприемника, пропорциональный степени поглощения однородного по плотности дыма, обрабатывается контроллером и отображается на дисплее в виде коэффициента поглощения светового потока K , м^{-1} , и коэффициента ослабления светового потока N , %. Оптическая система защищена от возможных загрязнений принудительным обдувом.

Конструктивно оптический блок выполнен в виде прямоугольного каркаса с защитным кожухом, связанный кабелем связи с переносным пультом управления. Газовый тракт состоит из газозаборного зонда с пробоотборным шлангом, входного штуцера, переключающего клапана и вентилятора.

Для контроля дымности необходимо установить зонд для отбора отработавших газов из выпускной трубы в дымомер и запустить ДВС.

Замеры дымности отработавших газов проводятся при работе дизельного ДВС на режиме холостого хода, при свободном ускорении и на максимальной частоте вращения коленчатого вала.

При замере на режиме свободного ускорения необходимо переместить равномерно рычаг подачи топлива за 0,5 – 1 с до упора, удерживать рычаг в этом положении 2 – 3 с и вернуть его в начальное положение и через 8 – 9 с приступить к повторному измерению. В нижней строке дисплея появится бегущая линия для выдержки времени цикла измерения. Циклы свободного ускорения повторяются не менее 6 раз. После первого цикла измерения произойдет автоматический переход к следующему циклу измерения и обновится экран. После шестого цикла на дисплее появится результат измерения.

При замере на максимальной частоте вращения коленчатого вала ДВС запуск измерения происходит только при превышении установленного порога дымности (5 %). Время измерения составляет 12 секунд с момента превышения порога. Необходимо перевести рычаг управления подачей топлива до упора и удерживать его в этом положении пока экран не сменится на вывод результата.

3.5 Контрольные вопросы

1. Какие существуют устройства для измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС?
2. Какие устройства применяют для измерения давлений и температур?
3. Каково назначение и устройство газоанализатора?
4. Каков принцип работы газоанализатора
5. Каково назначение и устройство дымомера?
6. Каков принцип работы дымомера?

4 Диагностический комплекс Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс

4.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение основных функциональных возможностей диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс.

Задачами подраздела являются:

- знание назначения и применения диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс;
- получение представления о функциональных возможностях Мотор-тестера МТ10КМ Плюс;
- умение применять на практике Мотор-тестер МТ10КМ Плюс при проведении испытаний ДВС.

4.2 Назначение и функциональные возможности диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс

Диагностический комплекс Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс (далее МТ10) предназначен для диагностики ДВС автомобилей, оснащенных системами электронного управления впрыском топлива, и позволяет:

- просматривать в динамике все контролируемые параметры ЭБУ и напрямую устройств ЭСУД, просматривать как в цифровом, так и в графическом виде до 16-ти параметров одновременно;
- вести долговременную запись поступающей информации;
- получать сведения об ошибках ЭБУ, паспортах ЭБУ, ДВС, калибровках, таблицах коэффициентов топливоподачи и других таблиц обучения;
- управлять исполнительными механизмами ДВС в процессе отображения интересующих параметров;
- проводить испытания для определения механических потерь, скорости прогрева ДВС, баланса индикаторной мощности, цилиндрического баланса,

неравномерности холостого хода, производительности датчика кислорода, проводить тест генератора, запуска, разгона и динамики разгона, прокрутки;

- проверить токсичность выхлопов на газоанализаторе.

Внешний вид диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс представлен на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Внешний вид диагностического комплекса Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс

Мотор-тестер также позволяет эффективно выявлять неисправность в системе зажигания, системе топливоподачи; системе газораспределения, системе питания и зарядки, а также имеется возможность работы в режиме многоканального осциллографа с возможностью синхронизации от любого из каналов или от специальных каналов синхронизации (датчика положения коленчатого вала (ДПКВ)).

Схема подключения MT10 представлена на рисунке 4.2.

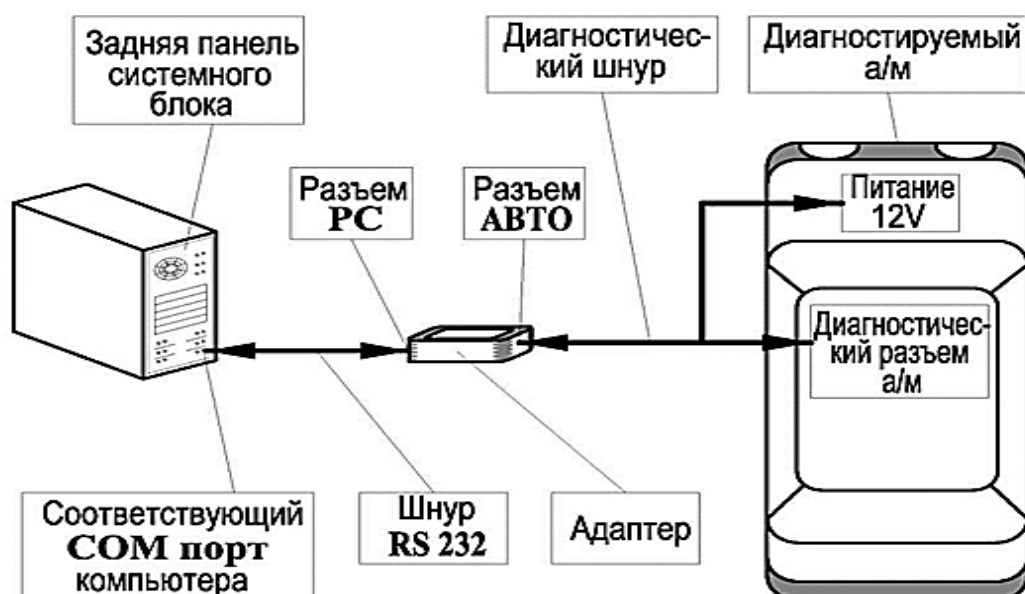


Рисунок 4.2 – Структурная схема подключения MT10

Пункт меню Параметры → Переменные позволяет просмотреть все переменные, снимаемые с ЭБУ, а также произвести сохранение нужной последовательности данных и управлять исполнительными механизмами. В число замеряемых параметров при испытании ДВС входят:

- напряжение в бортовой сети;
- температура охлаждающей жидкости;
- температура впускного воздуха;
- давление во впускном коллекторе;
- атмосферное давление;
- частота вращения коленчатого вала ДВС;
- положение дроссельной заслонки;
- мгновенный и часовой расходы топлива.

Наряду с вышеуказанными замеряемыми параметрами при использовании режима работы MT10 «Испытания» возможно проводить следующие виды испытаний ДВС:

- *Прокрутка.* Во время этого испытания определяется средняя частота вращения коленчатого вала, среднее напряжение и минимальное напряжение борт сети за время прокрутки ДВС стартером;

- *Запуск.* Во время этого испытания определяется средняя частота вращения коленчатого вала, среднее и минимальное напряжения борт сети за время запуска ДВС;

- *Разгон.* Определяется время, за которое ДВС набирает обороты с указанной минимальной величины до указанной максимальной. Крайние величины частоты вращения коленчатого вала задаются пользователем в настройках испытаний;

- *Разгон холостого хода.* Определяется время, за которое ДВС на холостом ходу разгоняет обороты с некоторой минимальной величины до максимальной под управлением программы ЭБУ;

- *Прогрев.* Определяются время, скорость прогрева и другие параметры ДВС при прогреве из холодного состояния до рабочей температуры;

- *Мощность механических потерь.* Определение механических потерь. Определяется время, за которое ДВС сбросит обороты с одной частоты до другой при отсутствии нагрузки;

- *Баланс индикаторной мощности.* Баланс индикаторной мощности оценивает время торможения и разгона ДВС при ручном управлении дроссельной заслонкой;

- *Баланс индикаторной мощности автоматический.* Автоматический баланс индикаторной мощности оценивает время торможения и разгона ДВС при полностью нажатой педали газа и автоматическом отключении форсунок;

- *Цилиндровый баланс.* Цилиндровый баланс показывает относительный вклад каждого цилиндра при поочередном отключении цилиндров;

- *Генератор.* Испытание генератора проводится с целью оценить работоспособность генератора на различных частотах вращения ДВС;

- *Неравномерность холостого хода.* Испытание предназначено для оценки неравномерности вращения коленчатого вала на холостом ходу.

4.3 Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен диагностический комплекс МТ10 и какие измерения позволяет проводить?
2. Какова схема подключения МТ10?
3. Какие переменные позволяет замерять МТ10 при проведении испытаний ДВС?
4. Какие параметры работы ДВС позволяет замерять МТ10 в режиме работы «Испытания»?

5 Автоматизированная система оценки смазочного процесса

5.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение устройства и принципа действия автоматизированной системы оценки смазочного процесса (АСОСП).

Задачами подраздела являются:

- знание назначения, устройства и применения АСОСП;
- получение представления о функциональных возможностях АСОСП;
- умение применять на практике АСОСП при проведении испытаний ДВС.

5.2 Назначение и функции АСОСП

Автоматизированная система оценки смазочного процесса представляет собой программно-аппаратный и методический комплекс для контроля и управления процессами смазки и изнашивания в смазываемых подшипниках механических систем, является оригинальной, разработана на кафедре автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет». Авторские права защищены патентами на полезную модель (Патент RU№66046, Патент RU№70414), авторскими свидетельствами (А.с. 1312444, А.с. 1523941), свидетельствами о регистрации программных средств (Свид. о рег. прогр. ср-ва №212, Свид. об отрасл. рег. разработки № 7845).

АСОСП характеризуется компактностью размеров, достоверностью и информативностью измеряемых параметров, малыми трудоемкостью и стоимостью измерения. АСОСП регистрирует интегральные, поэлементные, переменные во времени значения относительной продолжительности существования смазочного слоя и частоты контактирований между трущимися деталями. По значениям этих параметров и закономерностям их изменений выявляются аварийные ситуации, резервы энергоресурсосбережения и степень совершенства систем подшипниковых узлов и смазки оборудования.

Данная система может быть использована для оптимизации конструкторско-технологических решений при создании и эксплуатации оборудования для повышения безопасности и надежности подшипников; при исследовании закономерностей процесса смазки и получении информации для построения математических моделей, описывающих эти процессы.

Разработана методическая база применения АСОСП (на примере поршневых ДВС), включающая следующие методики:

- контроля и прогнозирования технического состояния подшипников коленчатых валов;
- оценки качества приработки подшипников;
- управления режимами обкатки;
- определения малоизносных режимов эксплуатации;
- оценки функционального состояния смазочной системы;
- оценки эффективности работы масел и присадок к ним с различными физико-химическими свойствами.

Основными параметрами оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала являются:

- параметр E_g – «интегральная степень существования смазочного слоя» (замеряется АСОСП), значение параметра E_g изменяется от максимального $(E_g)_{\max} = 1$, характеризующего установившийся режим жидкостной смазки (бесконтактного взаимодействия) во всех подшипниках коленчатого вала, до минимального значения $(E_g)_{\min} = 0$, при котором хотя бы один подшипник работает в режиме граничной смазки или сухого трения (контактного взаимодействия); промежуточные значения параметра $0 < E_g < 1$ имеют место в условиях переходного смазочного процесса при последовательном во времени чередовании жидкостной и граничной смазок;
- параметр N – «количество интегральных контактирований за одну секунду» (замеряется АСОСП), представляет собой численное значение контактных взаимодействий поверхностей трения подшипников за секунду;

- параметр L_k - «средняя интегральная протяженность пятна микроконтакта в подшипниках коленчатого вала за секунду» (определяется расчетным способом):

$$L_k = \frac{(1 - E_g) \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60}, \text{ (мм/с)} \quad (5.1)$$

где $(1 - E_g)$ – относительная продолжительность контакта в подшипниках;

d – средний диаметр шатунной и коренной шеек коленчатого вала, мм;

n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

- параметр $L_{k,\Sigma}$ - «суммарная протяженность контактов в подшипниках» (определяется расчетным способом):

$$L_{k,\Sigma} = \sum_{i=1}^m L_{k,i} \Delta T_i, \quad (5.2)$$

где $L_{k,i}$ – протяженность контакта за i -ый интервал времени, мм;

m – количество интервалов времени;

ΔT_i – интервал времени, с.

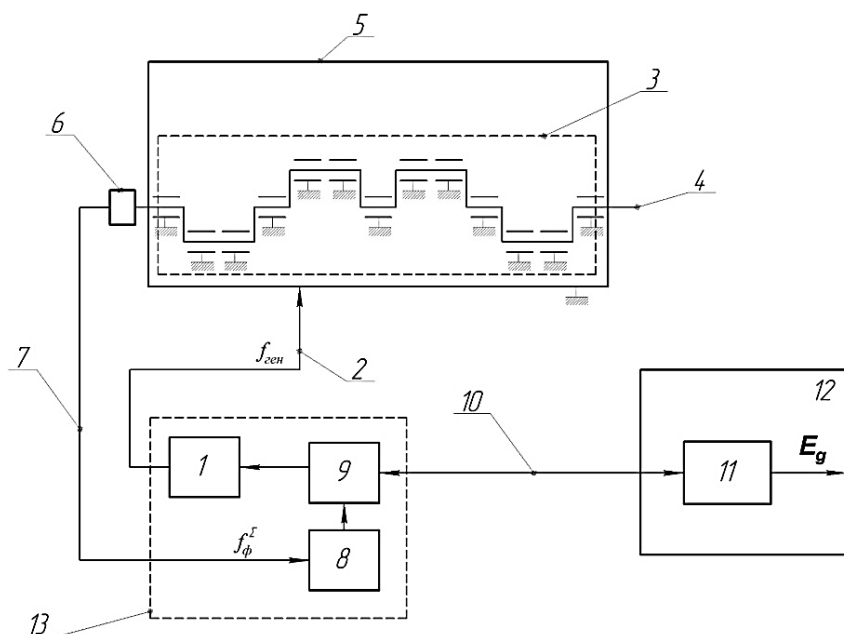
5.3 Устройство и принцип работы АСОСП

В состав АСОСП входят: устройство для контроля состояния подшипников (анализатор режимов трения); токосъемное устройство; информационные шины; программное обеспечение; персональный компьютер (ПК).

Рассмотрим теоретические предпосылки работы данной системы. В основе измерения параметра E_g лежит электрофизический метод определения длительности существования смазочного слоя в подшипниках скольжения коленчатого вала, основанный на анализе частотных характеристик электрического сигнала, поданного на блок цилиндров и прошедшего через шатунные и коренные подшипники к коленчатому валу, с носка которого они снимаются через

токосъемное устройство. Структурная схема измерения представлена на рисунке 5.1.

Устройство для контроля состояния подшипников. Устройство для контроля состояния подшипников 13 состоит из нескольких функциональных модулей – модуля генератора сигналов 1, модуля детектора импульсов 8 и контроллера 9. Основной контроллер - современный высокоскоростной вычислительный модуль, обеспечивающий все необходимые вычисления в режиме реального времени. Наличие встроенного USB интерфейса и аналого-цифрового преобразователя обеспечивают минимизацию устройства и пониженное энергопотребление, отпадает необходимость во внешнем питании.



1 – модуль генератора сигналов; 2, 7, 10 – информационные шины; 3 – подшипники; 4 – коленчатый вал; 5 – блок цилиндров двигателя; 6 – токосъемник; 8 – блок счета импульсов; 9 – контроллер; 11 – программное обеспечение; 12 – компьютер; 13 – устройство для контроля состояния подшипников

Рисунок 5.1 – Структурная схема замера параметра E_g АСОСП

Модуль генератора сигналов вырабатывает входной электрический сигнал биполярный формы с частотой $f_{ген}$ и амплитудой напряжения $U_{ген}$, который подается на блок цилиндров 5 (рисунок 5.2, а).

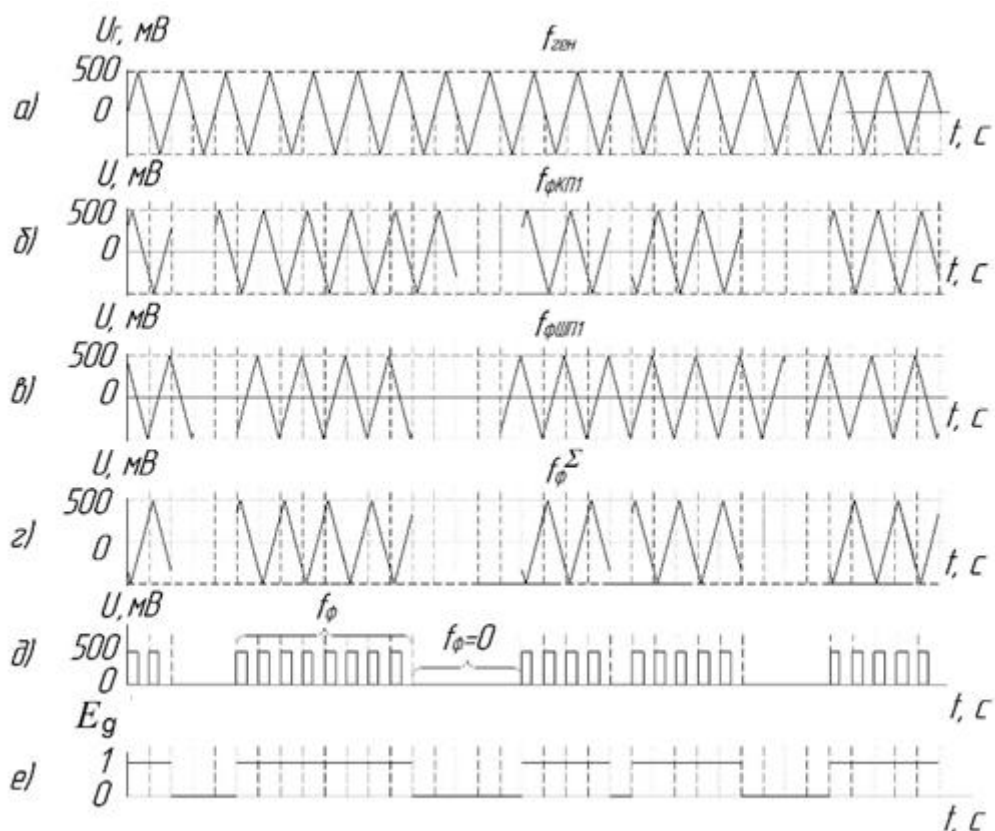


Рисунок 5.2 – Электрические сигналы в АСОСП

Выходной сигнал формируется в зависимости от режима трения в каждом из подшипников вала и снимается с коленчатого вала через установленный на его носке токосъемник 6 (рисунок 5.1). Если во всех подшипниках существует режим жидкостной смазки, то между трущимися поверхностями образуется смазочный слой, который является диэлектриком, и сигнал не изменяет свои параметры. В случае нарушения режима жидкостной смазки хотя бы в одном подшипнике коленчатого вала между трущимися поверхностями возникает металлический контакт, и сигнал теряет некоторое количество импульсов (рисунок 5.2, б, в).

Параметры электрических сигналов на различных этапах работы автоматизированной системы являются важным фактором, определяющим ее работоспособность и достоверность измерений. К таким параметрам следует отнести продолжительность и амплитуду электрических импульсов, подаваемых на подшипник скольжения, а также используемых при последующей обработке информации.

Таким образом, в результате последовательного появления и исчезновения смазочного слоя в подшипниках электрический сигнал представляет собой последовательность наличия и отсутствия электрических импульсов (рисунок 5.2, г). Суммарное количество f_{ϕ}^{Σ} прошедших за единицу времени импульсов определяется общей длительностью жидкостной смазки в отдельных подшипниках.

Импульсы, прошедшие через блок цилиндров 5, подшипники 3, коленчатый вал 4 и токосъемник 6 поступают на модуль детектора импульсов 8. В контроллере 9 на основе поступивших сигналов определяется величина параметра $E_g = f_{\phi}^{\Sigma} / f_{ген}$ (рисунок 5.2, е) и передается в компьютер 12.

При помощи разработанного программного обеспечения параметр E_g в реальном времени τ записывается с дискретностью 0,1 и 1 с в файл с разрешением .txt , выводится на монитор в виде графика $E_g(\tau)$, после чего обрабатываются в текстово-графическом редакторе *Microsoft Office Excel*, строятся графики и зависимости и делаются выводы о поведении смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала на различных режимах работы ДВС. На рисунке 5.3 показан скриншот с экрана монитора компьютера при замере контролируемых параметров.



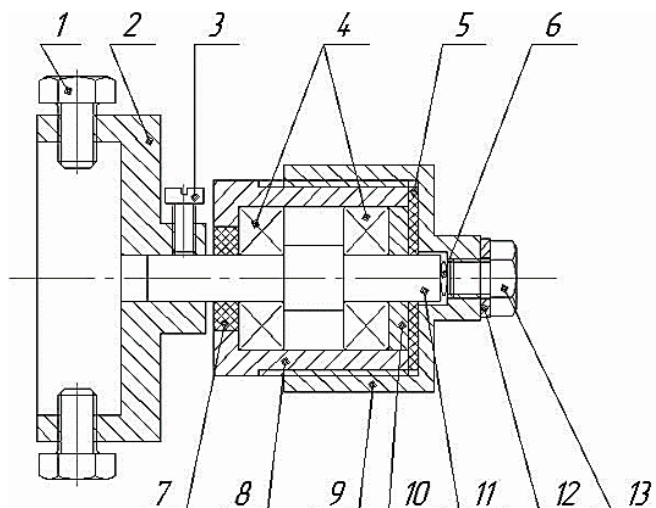
Рисунок 5.3 – Изменение контролируемого параметра в АСОСП

В качестве интерфейса подключения выбран USB, поскольку он является наиболее распространенным. Разъемы USB имеются как в устаревших моделях IBM PC XT, так и в новейших компьютерах. Выбор данного интерфейса обеспечивает высокую скорость обмена. При этом не требуется ни отдельного конструктива, ни дополнительного источника питания (используется тот, который есть в компьютере).

Основные технические характеристики АСОСП: диапазон измерения параметра E_g от 0 до 1; минимальная длительность учитываемых микроконтактов 0,2 мкс; время измерения параметра 0,1, 1 с. Использование универсального USB драйвера обеспечивает подключение прибора к любой ОС Windows, начиная с WINDOWS 98.

Программное обеспечение. Программа написана на языке высокого уровня C++. Головная часть программы написана с использованием стандартных процедур и функций языка C++. Использование универсального USB драйвера обеспечивает подключение прибора к любой ОС Windows, начиная с WINDOWS 98.

Токосъемное устройство. На основе патента №70414 (рисунок 5.4) разработан токосъемник.



1 – болт; 2 – устройство крепления к коленчатому валу; 3 – винт; 4 – подшипники; 5 – фетровое уплотнение; 6 – жидкометаллический контакт; 7 – уплотнение; 8 – стакан; 9 – неподвижный электрод; 10 – шайба; 11 – вращающийся электрод; 12 – контргайка; 13 – болт

Рисунок 5.4 – Токосъемное устройство

Электрические импульсы подаются от генератора задающих воздействий на неподвижную часть токосъемника от информационной шины через болт 13, после чего импульс проходит через жидкометаллический контакт 6 и передается через вращающийся электрод 11 и устройство крепления к коленчатому валу 2 на коленчатый вал. Обратная передача импульсов осуществляется в обратном порядке.

Жидкометаллический материал находится между торцом вала 11 и неподвижной крышки 9. От вытекания материала предохраняет фетровое уплотнение 5. Вал опирается на радиальные подшипники 4. Крышка накручивается на втулку 8 подшипникового узла, и стопорится гайками. Свободный конец вала соединен с переходником 2.

После того, как между торцом вала и неподвижной крышки установлен необходимый зазор, в отверстие вливается жидкометаллический материал и закручивается болт 13. К болту крепится один из проводов. Крышка стопорится гайками от проворачивания.

К крышке крепится хомут, между ними находится резиновая прокладка толщиной 2...4 мм. К хомуту крепится проволоочный кронштейн, который в свою очередь закрепляется к блоку. Этим добиваются фиксирование крышки от прокручивания и гашение ее крутильных и радиальных колебаний.

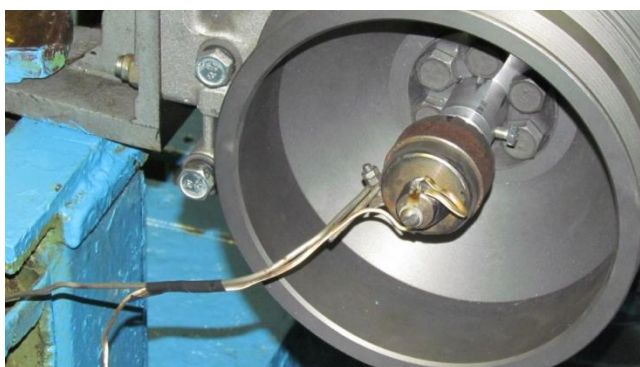
На основе описанной конструкции токосъемника разработаны и изготовлены несколько образцов токосъемников, отличающихся по размерам и переходным устройствам, предназначенные для разных моделей двигателей. Токосъемники достаточно просты конструктивно и технологически.

Фотографии некоторых токосъемников представлены на рисунке 5.5. На рисунке 5.5, а слева показан токосъемник с универсальным переходным устройством. В отверстие переходника вставляется конец валика. В теле переходник имеется три резьбовых отверстия, равномерно расположенные по окружности, в которые вкручиваются болты. Болты прижимают переходник к валику. Таким образом, переходник удерживается на валике, и не способен провернуться из-за высоких сил трения в зоне контакта. Другие три резьбовых отверстия, расположенных через 120° по окружности, служат для ввинчивания в них

стопорных болтов. Эти болты действуют на наружную цилиндрическую поверхность храповика, прижимая и центрируя переходник относительно храповика.



а)



б)



в)

Рисунок 5.5 - Фото токосъемников

Конструкция переходника достаточно проста конструктивно и технологически. Так, разработанный переходник с диаметром посадочного отверстия $d=46$ мм подходит для моделей ВАЗ 2101-2107, 4 Ч 8,2/7,0, ЗИЛ-508.10,

ЗМЗ-505.10, ЗМЗ-406, УАМЗ – 456. Для более надежного крепления переходника к храповику предлагается использовать стальную ленту, облегающую внутреннюю посадочную поверхность. При ввинчивании стопорных болтов эта лента будет сжиматься в спираль, и при контакте с храповиком, плотно его обхватит. На рисунке 5.5, а справа представлена фотография токосъемника, закрепленного на болте храповика двигателя автобуса ПАЗ-3205.

Для конкретного двигателя достаточно изготовить только индивидуальный переходник или изготовить переходник, подходящий для нескольких типов двигателей. На рисунке 5.5, б показан токосъемник с переходником, специально разработанным для двигателя КАМАЗ–740.14–300.

На рисунке 5.5, в показан токосъемник, разработанный для двигателей легковых автомобилей. Переходник крепится на гайку крепления шкива к коленчатому валу.

Экспериментально установлено, что токосъемник сохраняет непрерывную проводимость в течение эксплуатации, а погрешность, вносимая токосъемником при замере параметра E_g , составляет 0,0075 %. Точность оценки параметра E_g определяется возможностью АСОСП фиксировать не только длительные контакты, но и те, которые сравнимы с микронеровностями. В диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя легкового автомобиля от 1000 до 5000 мин⁻¹ чувствительность АСОСП (способность определения наименьшей длины контактирования трущихся поверхностей) составляет от 6,3 мкм до 31,5 мкм.

В качестве токосъемника могут быть использованы серийные изделия, например, ртутные токосъемники Mercotak 110 Т с удельным сопротивлением менее 1 мОм, граничной частотой 200 МГц и максимальной частотой вращения 3600 мин⁻¹, что является приемлемыми показателями для экспериментальных исследований.

На рисунке 5.6 показано подсоединение АСОСП к двигателю. Разработанное средство оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала применимо на всех двигателях, имеющих свободный доступ к носку коленчатого вала.



Рисунок 3.6 - Подсоединение АСОСП к двигателю

5.4 Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена и в каких областях может применяться АСОСП?
2. Какие методики включает разработанная методическая база применения АСОСП?
3. Какие основные параметры оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала позволяет замерять АСОСП?
4. Из каких основных элементов состоит АСОСП?
5. Опишите принцип работы АСОСП?

6 Согласование характеристик тормоза испытательного моторного стенда и ДВС

6.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение способа построения характеристик испытательных моторных стендов на основе анализа характеристик электрических машин и умение сопоставлять их с характеристиками ДВС.

Задачами подраздела являются:

- получение представления об обкаточно-тормозных характеристиках испытательных моторных стендов;
- умение построения обкаточно-тормозных характеристик стенда;
- умение построения внешней характеристики тормоза и согласования ее с характеристиками ДВС.

6.2 Обкаточно-тормозная характеристика моторного стенда

Обкаточно-тормозной характеристикой моторного стенда называется зависимость крутящего и тормозного моментов от частоты вращения ротора электродвигателя.

Обкаточно-тормозная характеристика испытательного моторного стенда с асинхронной балансирной машиной состоит из двух частей (рисунок 6.1): обкаточной (левая часть) – для работы машины в двигательном режиме и тормозной (правая часть) – для работы машины в генераторном режиме.

Границей этих двух характеристик является синхронная частота вращения электрической машины n_c .

Применение стенда для прокрутки и холодной обкатки ДВС ограничивается контуром $0-k-l-c$, а для испытаний и горячей обкатки – контуром $c-p-r-g$, т.е. до удвоенной синхронной частоты вращения.

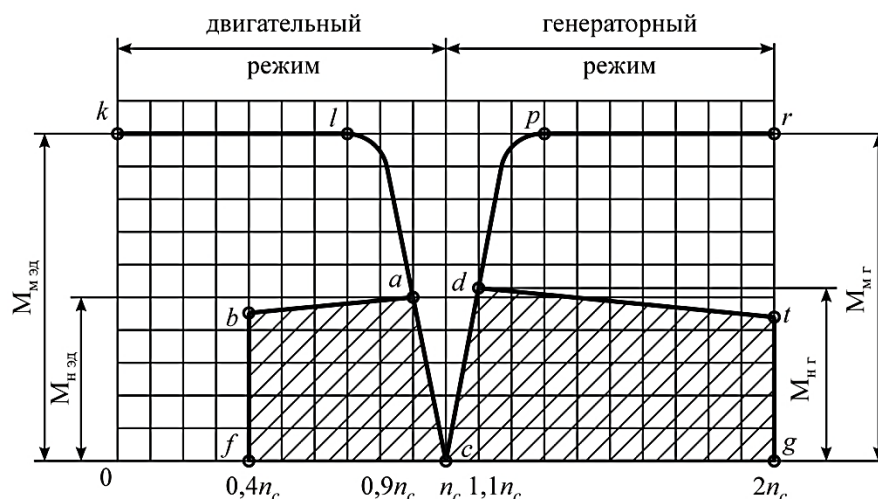


Рисунок 6.1— Обкаточно-тормозная характеристика испытательного моторного стенда

Заштрихованная площадь представляет область действия нормальной характеристики. В этой области стенд можно использовать продолжительное время.

Область характеристики, находящаяся вне заштрихованной площади, является перегрузочной. При удалении от заштрихованной площади продолжительность безостановочной работы моторного стенда уменьшается. Максимальной перегрузочной характеристикой (линии $k-l$ и $p-r$) можно пользоваться кратковременно, в течение нескольких минут.

Площадь, ограниченная контуром $l-c-p$, является «мертвой зоной». В данной области частоты вращения ротора и нагрузки нельзя получить ни двигательный, ни генераторный режимы. Это является недостатком стендов с асинхронными машинами, так как за пределами «мертвой зоны» нельзя осуществить прокрутку коленчатого вала и холодную обкатку ДВС с частотой вращения коленчатого вала выше синхронной частоты электрической машины и нагружение испытываемых ДВС при частоте вращения коленчатого вала ниже синхронной частоты электрической машины.

Длительное использование стенда в двигательном режиме при частоте вращения ротора электрической машины, находящейся в пределах $0-f$ (т.е. менее $0,4 n_c$), не рекомендуется вследствие неудовлетворительной устойчивости работы

электрической машины и ее перегрева.

Верхняя граница нормальной характеристики стэнда в генераторном $d-t$ и двигательном $a-b$ режимах снижается при удалении от синхронной частоты вращения вследствие ухудшения отвода тепла от электрической машины. Для недопущения ее перегрева необходимо уменьшить момент при двойной синхронной частоте вращения примерно на 10 %.

6.3 Устойчивость работы тормозного устройства

Характер зависимости тормозного момента от частоты вращения ротора электрической машины определяет устойчивость равновесного режима работы тормозного устройства. Устойчивость работы тормоза – это его способность к саморегулированию.

Из рисунка 6.1 видно, что величина тормозного момента изменяется пропорционально частоте вращения (линия $c-d$). Изобразим данную зависимость для двух режимов: для частичной M_T и полной M_T^n нагрузок (рисунок 6.2).

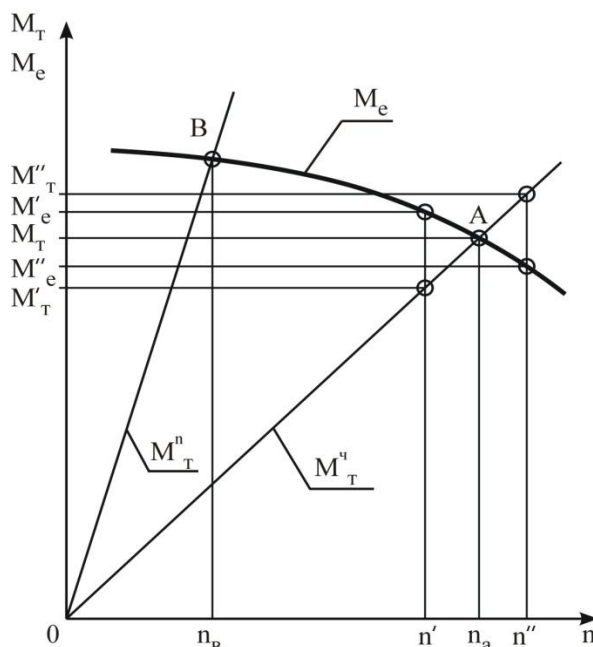


Рисунок 6.2 – Зависимости крутящего момента ДВС и тормозного момента тормоза от частоты вращения

На данном рисунке также изображена зависимость крутящего момента M_e ДВС от частоты вращения коленчатого вала. Такой характер зависимости крутящего момента ДВС и тормозного момента тормоза от частоты вращения обеспечивает устойчивую работу системы «ДВС – тормоз» с частотами вращения n_A или n_B .

При нарушении равновесия (например, в точке A) частота вращения системы может увеличиться до n'' или уменьшиться до n' . В первом случае тормозной момент возрастает до значения M_T'' , а крутящий момент ДВС уменьшится до величины M_E'' . Возникает избыточный тормозной момент $\Delta M'' = M_T'' - M_E''$, под действием которого частота вращения коленчатого вала уменьшится до первоначальной величины n_A . При уменьшении частоты вращения до n' возникает избыточный крутящий момент $\Delta M' = M_E' - M_T'$. Под действием этого момента частота вращения системы «ДВС – тормоз» повысится до первоначальной n_A и наступит равновесный режим.

Аналогично обеспечивается устойчивость работы при полной нагрузке тормоза в точке B .

Очевидно, что устойчивость работы системы «ДВС – тормоз» будет тем больше, чем выше избыточные моменты, восстанавливающие первоначальный режим работы. Наибольшей устойчивостью обладают гидравлические тормоза, промежуточной – электрические, и наименьшей – механические и индукторные. Механические и индукторные тормоза вообще не обеспечивают устойчивой работы при полных нагрузках (в точке B). Поэтому при испытаниях ДВС на тормозах этих типов обычно применяют устройства для автоматического регулирования скоростного режима.

6.4 Построение обкаточно-тормозной характеристики испытательного моторного стенда

Для построения обкаточно-тормозной характеристики испытательного моторного стенда требуются координаты основных характерных точек, для определения которых необходимо знать основные характеристики электрической машины.

Испытательный моторный стенд КИ-5543 оснащен балансирующей асинхронной электрической машиной типа АKB 82-4УЗ. Технические данные электрической машины при работе в двигательном режиме:

- частота вращения: $n_{эд} = 1440 \text{ мин}^{-1}$;
- мощность: $N_{эд} = 55 \text{ кВт}$;
- синхронная частота вращения: $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Номинальный крутящий момент электродвигателя $M_{нэд}$, (Н·м) определяется по формуле:

$$M_{нэд} = 9554 \cdot \frac{N_{эд}}{n_{эд}}. \quad (6.1)$$

После выбора масштабов частоты вращения и крутящего момента по полученному значению $M_{нэд}$ нанести на график точку «а» (рисунок 6.1).

Далее необходимо определить координаты точки «b» и нанести на график момент $M_b = 0,9 \cdot M_{нэд}$ при частоте вращения $n_b = 0,4 \cdot n_c$.

Максимальный крутящий момент электродвигателя (при отсутствии его значения в паспорте машины) можно принять $M_{Mэд} = 2 \cdot M_{нэд}$ (прямая k-l на графике).

Далее необходимо нанести на график точки тормозного режима электрической машины. Координаты точки «d» – номинальный момент в тормозном режиме:

$M_{н2} = 1,05 \cdot M_{н\Delta\partial}$ при частоте вращения равной $1,1 \cdot n_c$. Координаты точки «t» – момент $M_t = 0,9 \cdot M_{н2}$ – при частоте вращения $n_t = 2 \cdot n_c$. Максимальная величина тормозного момента $M_{M2} = 2 \cdot M_{н2}$.

Полученные точки соединяются линиями, как показано на рисунке 6.1.

6.5 Построение внешней характеристики тормозного устройства и согласование ее с характеристикой ДВС

Внешней характеристикой тормозного устройства называют зависимость поглощаемой мощности от частоты вращения ротора электрической машины (рисунок 6.3).

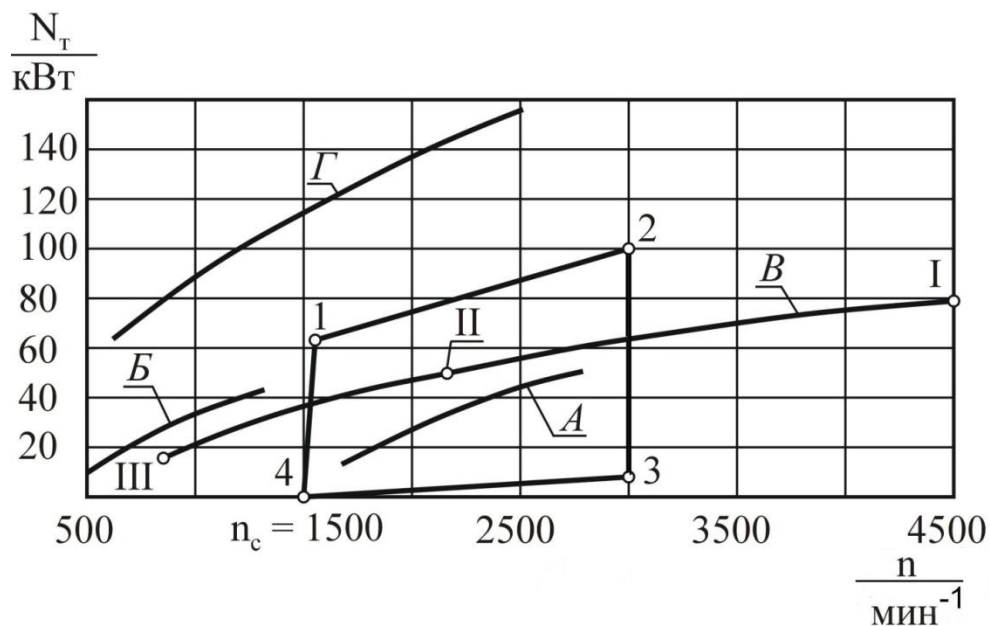


Рисунок 6.3 – Согласование внешней характеристики тормозного устройства с характеристикой ДВС

Для ее построения используют правую часть обкаточно-тормозной характеристики.

Величину тормозной мощности (кВт) в точках «1» и «2» подсчитывают по формулам:

$$N_{T1} = \frac{M_d \cdot n_d}{9554}; \quad (6.2)$$

$$N_{T2} = \frac{M_t \cdot n_t}{9554}. \quad (6.3)$$

Тормозной момент и частоту вращения определяют по рисунку 6.1 для точек «*d*» и «*t*». Линия 2-3 ограничивает наибольшую частоту вращения вала тормозного устройства (ротора электрической машины), определяемую предельной нагрузкой от действия центробежных сил. Линия 4-3 характеризует минимальную мощность, поглощаемую тормозным устройством при полной его разгрузке (электроды жидкостного реостата подняты). Линия 4-1 соответствует максимальной тормозной мощности (электроды реостата полностью опущены).

При согласовании характеристик достаточно построить приближенную внешнюю скоростную характеристику ДВС.

Для этого необходимо взять по паспортным данным ДВС его номинальную мощность и соответствующую ей частоту вращения коленчатого вала. Это будет одна точка скоростной характеристики (точка «*I*» на кривой *B*). Для определения второй точки требуется подсчитать мощность ДВС по максимальному крутящему моменту и соответствующей ему частоте вращения коленчатого вала (точка «*II*»). Третья точка характеристики «*III*» принимается для минимальной частоты вращения коленчатого вала ДВС, величина которой соответствует примерно от 20 % до 25 % от номинальной. Величина мощности в этой точке составляет примерно от 25 % до 30 % от номинальной. Полученные точки соединить плавной кривой.

Соответствие тормозного устройства ДВС по мощности и скоростным данным устанавливают путем наложения внешней скоростной характеристики ДВС на внешнюю характеристику тормозного устройства. Если характеристика ДВС укладывается внутри поля, ограниченного внешней характеристикой тормозного устройства (4-1-2-3-4), то оно обеспечит необходимые мощностной и скоростной режимы (вариант *A*).

Если характеристика испытываемого ДВС выходит за граничную линию 4-1 (вариант *Б*), тормозное устройство для данного ДВС является слишком быстроходной, а если выходит за пределы линии 2-3 (вариант *В*) – слишком тихоходной. В этих случаях необходимо устанавливать между коленчатым валом ДВС и валом тормозного устройства повышающую или понижающую передачи. В некоторых случаях, когда необходимо проводить испытания ДВС на всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала (например, снятие внешней скоростной характеристики), требуется установка КПП, имеющей как понижающие, так и повышающие передачи. Когда же характеристика ДВС располагается выше граничной линии 1-2 (вариант *Г*), тормозное устройство непригодно для полноценных испытаний данного ДВС. В данном случае следует ограничивать диапазон мощности ДВС.

6.6 Контрольные вопросы

1. Что представляет собой обкаточно-тормозная характеристика испытательного моторного стенда?
2. Каковы условия устойчивой работы системы «ДВС – тормоз»?
3. Каким образом выполняется построение обкаточно-тормозной характеристики испытательного моторного стенда?
4. Каким образом проводится построение внешней тормозной характеристики тормозного устройства и характеристики ДВС?
5. Каким образом проводится согласование характеристик тормозного устройства и ДВС по мощности и скоростным режимам?

7 Снятие характеристик холостого хода бензинового ДВС

7.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение методик снятия характеристики холостого хода бензинового ДВС и оценки его топливной экономичности на режиме холостого хода.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о протекании рабочих процессов в ДВС при его работе на режиме холостого хода;
- умение проведения испытаний по снятию характеристик холостого хода ДВС;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

7.2 Общие сведения о работе ДВС на режиме холостого хода

Характеристикой холостого хода называется зависимость топливной экономичности и других параметров работы ДВС при его работе без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала (рисунок 7.1).

Характеристика снимается в диапазоне от минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу до частоты вращения, равной $0,5 \cdot n_{ном}$. Согласно ГОСТ 14846 - 81 при снятии характеристики холостого хода коленчатый вал ДВС должен быть отсоединен от тормозного устройства.

Автомобильные ДВС в условиях эксплуатации часто работают на холостом ходу, когда ДВС не имеет внешней нагрузки, например, при выключенном сцеплении или нейтральной передаче в коробке перемены передач. В данных условиях предпочтительно, чтобы частота вращения коленчатого вала была минимальной при условии устойчивой работы ДВС.

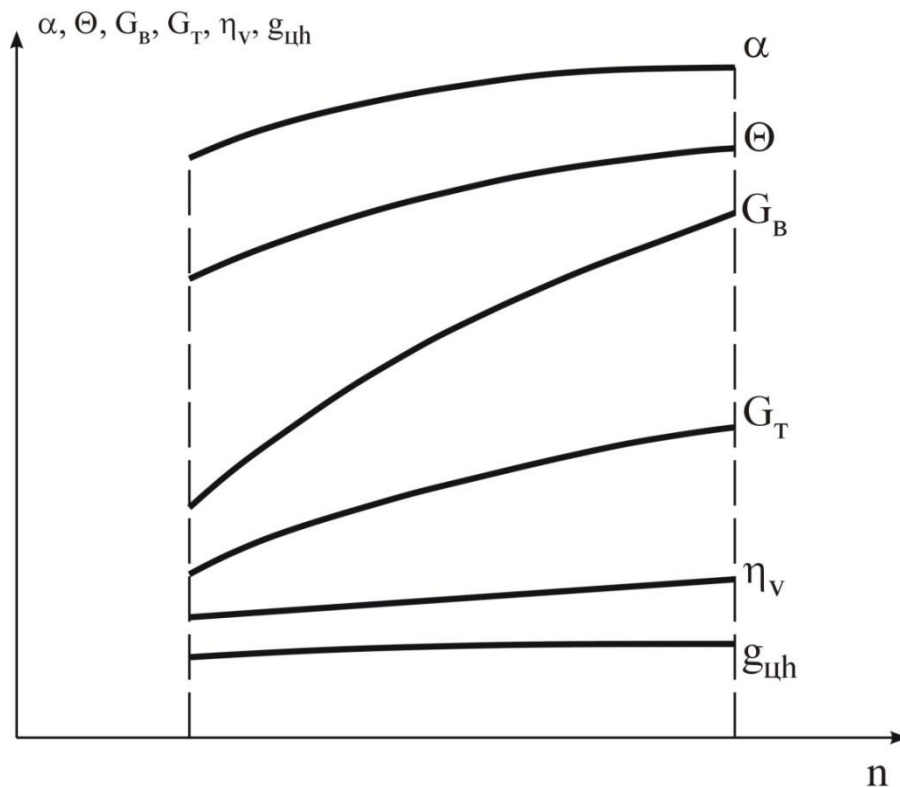


Рисунок 7.1 – Общий вид характеристики холостого хода ДВС

Так как внешняя нагрузка при работе ДВС на режиме холостого хода отсутствует, то среднее эффективное давление и эффективная мощность соответственно равны нулю, а удельный эффективный расход топлива равен бесконечности. Вследствие этого, нормирование расхода топлива на режимах холостого хода весьма затруднительно.

При оценке топливной экономичности ДВС на режиме холостого хода кроме часового расхода топлива, используют удельный часовой и удельный цикловой расходы топлива.

Удельный часовой расход топлива – это количество топлива, расходуемое ДВС в час на единицу рабочего объема всех цилиндров, кг/(л·ч):

$$g_h = \frac{G_T}{V_h \cdot i}, \quad (7.1)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч;

V_h – рабочий объем цилиндра ДВС, л;

i – число цилиндров ДВС.

Удельный цикловой расход топлива – это цикловая доза топлива, подаваемая в цилиндр ДВС, отнесенная к его рабочему объему, мг/л:

$$g_{\text{цл}} = \frac{G_T \cdot 10^6}{30 \cdot n \cdot V_h \cdot i}. \quad (7.2)$$

При работе ДВС на режиме холостого хода удельные цикловые расходы топлива составляют от 15 до 20 мг/л. Изменение частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу почти не влияет на удельный цикловой расход топлива.

Расхода топлива при работе ДВС зависит от изменения состава топливовоздушной смеси, которая корректируется в зависимости от режима работы ДВС. Рассмотрим основные режимы работы ДВС и характерные составы топливовоздушной смеси для данных режимов:

- *холодный пуск*. При холодном пуске всасываемая топливовоздушная смесь обедняется в результате недостаточного перемешивания воздуха с топливом, недостаточного испарения его и повышенного оседания на стенках впускного коллектора. Для облегчения пуска холодного ДВС топливовоздушная смесь обогащается до $\alpha=0,6 - 0,8$;

- *прогрев*. После пуска ДВС при прогреве смесь подается обогащенной ($\alpha=0,8 - 0,9$) до тех пор, пока не повысится температура в камере сгорания и не улучшится смесеобразование в цилиндре. К тому же, обогащение смеси дополнительно обеспечивает *большой* крутящий момент, повышающий частоту вращения коленчатого вала до частоты, обеспечивающей равномерную устойчивую работу ДВС;

- *режимы частичных нагрузок*. Для ДВС, оснащенных каталитическим нейтрализатором, при частичных нагрузках необходимо точно поддерживать

стехиометрический состав топливовоздушной смеси ($\alpha=1$). Для ДВС без нейтрализатора главным критерием оптимальности топливовоздушной смеси является минимальный расход топлива, достигаемый при обеднении смеси до $\alpha = 1,05 - 1,2$;

- *режим полной нагрузки*. При полностью открытой дроссельной заслонке ДВС должен достигать максимальной мощности, что обеспечивается при обогащенной топливовоздушной смеси при $\alpha=0,8 - 0,9$.

Зависимость мощности ДВС и состава смеси представлена на рисунке 7.2.

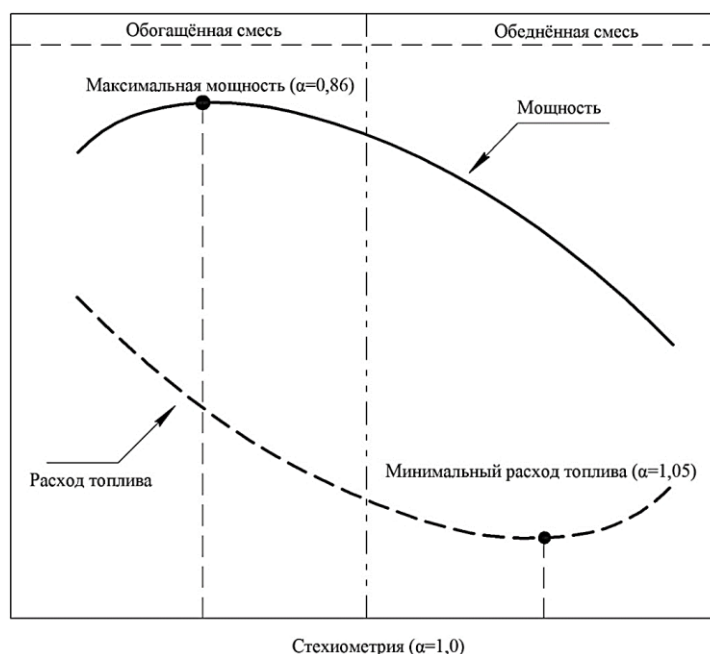


Рисунок 7.2 – Зависимость расхода топлива от текущей мощности ДВС

Анализ характеристики холостого хода позволяет выявить оптимальные расходы топлива и токсичность ДВС на этом режиме.

Частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода впрыскового ДВС регулируется ЭБУ с позиции соотношения минимальной частоты вращения коленчатого вала, обеспечивающей устойчивую работу ДВС, при минимальном расходе топлива.

Коэффициент наполнения η_v по мере увеличения частоты вращения

коленчатого вала изменяется незначительно, так как его снижение с повышением n в значительной мере компенсируется увеличением открытия дроссельной заслонки.

7.3 Методика проведения испытаний по снятию характеристики холостого хода

Для снятия характеристики холостого хода ДВС требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) мотор-тестер для определения расхода воздуха и расхода топлива;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха).

При снятии характеристики холостого хода ДВС необходимо выполнение следующих условий:

- 1) отсутствие нагрузки на ДВС (тормозное устройство испытательного моторного стенда отсоединено от ДВС);
- 2) постоянный нормальный рабочий тепловой режим ДВС;
- 3) переменное положение дроссельной заслонки, обеспечивающее изменение частоты вращения от $n_{\min \text{ х.х.}}$ до $0,5 \cdot n_{\text{ном}}$.
- 4) переменная частота вращения коленчатого вала.

Моторные испытания по снятию характеристики холостого хода необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;
- 2) запустить и прогреть ДВС до температуры охлаждающей жидкости $t_{\text{ож}} = (90 \pm 5)^\circ\text{C}$ и температуры масла $t_{\text{м}} = (80 \pm 5)^\circ\text{C}$;
- 3) ввести ДВС в режим испытания: дроссельная заслонка в начальном

положении, нагрузка на ДВС отсутствует, тепловой режим нормальный;

4) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;

5) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение А);

6) вторая и последующие экспериментальные точки характеристики холостого хода снимаются при некотором увеличении открытия дроссельной заслонки так, чтобы частота вращения коленчатого вала ДВС повысилась на величину от 200 до 300 мин⁻¹, делается выдержка 1 мин и производится запись показаний всех измерительных устройств;

7) по окончании испытаний установить дроссельную заслонку в положение, обеспечивающее работу ДВС на $n_{\min \text{ х.х.}}$ и остановить ДВС.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС, и оценить погрешности измерений.

2. Построить графики характеристик холостого хода: $G_T = f_1(n)$; $G_g = f_2(n)$; $\eta_v = f_3(n)$; $\alpha = f_4(n)$; $\Theta = f_5(n)$; $g_{uh} = f_6(n)$.

3. Провести анализ графиков характеристики холостого хода и сделать соответствующие выводы.

7.4 Контрольные вопросы

1. Что понимается под характеристикой холостого хода ДВС?

2. Какими показателями характеризуется топливная экономичность ДВС на режиме холостого хода?

3. В чем особенности протекания рабочих процессов в ДВС на холостом ходу?

4. Какая требуется материально-техническая база для снятия характеристики холостого хода ДВС?

5. В какой последовательности проводится снятие характеристики холостого хода ДВС?

8 Снятие скоростной характеристики бензинового ДВС

8.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение методики снятия скоростной характеристики бензинового ДВС.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о видах скоростных характеристик ДВС и о протекании рабочих процессов в ДВС при работе его на режимах скоростных характеристик;
- умение проведения испытаний по снятию скоростных характеристик ДВС;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

8.2 Общие сведения об изменении основных показателей ДВС при его работе по скоростным характеристикам

Скоростной характеристикой называют зависимость мощностных, экономических и других показателей работы ДВС от частоты вращения коленчатого вала. Различают несколько видов скоростных характеристик: абсолютная внешняя, эксплуатационная внешняя и частичная.

Абсолютной внешней скоростной характеристикой называют график зависимости от частоты вращения коленчатого вала мощности ДВС, максимально возможной при данной частоте вращения вала. При снятии этой характеристики на каждом скоростном режиме необходимо поддерживать оптимальные значения всех регулировочных параметров ДВС из условия получения максимальной мощности. Практическое осуществление данного требования связано с обеспечением на каждом режиме оптимальных фаз газораспределения, угла опережения зажигания, состава смеси, теплового режима ДВС и т.д., что является весьма трудоемкой работой.

При эксплуатации ДВС имеет значение зависимость его максимальной

мощности или среднего эффективного давления от частоты вращения коленчатого вала при полном открытии дроссельной заслонки, обеспечивающем получение номинальной мощности. Другие же параметры работы ДВС в этом случае могут быть неоптимальными при работе на всех режимах, соответствующих характеристике. В зависимости от условий работы ДВС эти параметры могут быть оптимальными не на номинальной, а на какой-то промежуточной частоте вращения коленчатого вала (например, на режиме максимального крутящего момента). Такие характеристики, снимаемые при нормальной эксплуатационной регулировке всех систем ДВС, называются эксплуатационными внешними скоростными характеристиками ДВС или внешними скоростными характеристиками.

Скоростные характеристики, снимаемые при неполном открытии дроссельной заслонки, называются частичными характеристиками.

Анализ скоростных характеристик бензинового ДВС позволяет выявить мощностные и экономические показатели его работы в рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала.

На рисунке 8.1 представлена зависимость среднего эффективного давления p_e при работе ДВС по внешней и частичным скоростным характеристикам.

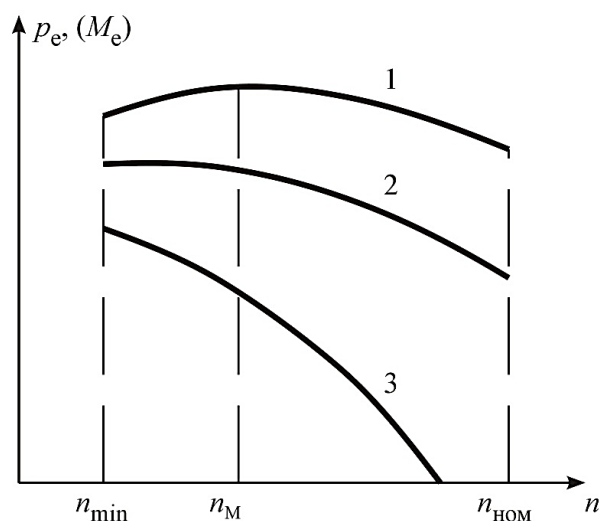


Рисунок 8.1 – Изменение $p_e (M_e)$ бензинового ДВС при работе по скоростным характеристикам: 1 – внешней; 2 и 3 – частичным

Аналогично будет изменяться и пропорциональный p_e крутящий момент M_e ДВС. Чтобы выяснить причины такого поведения кривых p_e проанализируем известную зависимость:

$$p_e = k \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_M, \quad (8.1)$$

где k – коэффициент.

Основное влияние на характер изменения p_e с ростом частоты вращения оказывает изменение коэффициента наполнения η_v (рисунок 8.2).

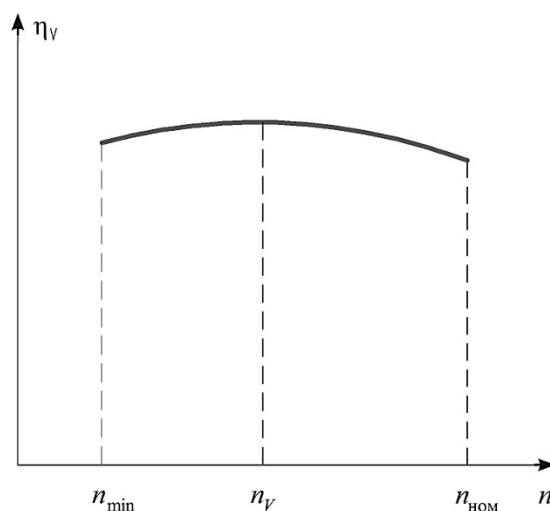


Рисунок 8.2 – Зависимость η_v от n при работе по скоростным характеристикам бензинового ДВС

Коэффициент наполнения η_v при работе ДВС по скоростной характеристике зависит от таких факторов, как: гидравлическое сопротивление системы впуска, нагрев свежего заряда, недозарядка цилиндров из-за высокой частоты вращения коленчатого вала, выталкивание части заряда из цилиндра при низкой частоте

вращения коленчатого вала. На малых частотах вращения коэффициент наполнения мал из-за наличия обратного выброса свежего заряда во впускной трубопровод. С увеличением частоты вращения коленчатого вала возрастает дозарядка цилиндра и в зоне средних частот коэффициент наполнения достигает максимального значения. На частотах вращения, близких к номинальным, коэффициент наполнения вновь убывает из-за возрастания аэродинамического сопротивления впускного и выпускного трактов.

При работе бензинового ДВС по внешней скоростной характеристике коэффициент избытка воздуха α увеличивается с повышением частоты вращения коленчатого вала, что связано с улучшением условий смесеобразования и сгорания при увеличении скорости заряда. Такой характер изменения коэффициента α сохраняется и при работе по частичным скоростным характеристикам.

С увеличением коэффициента избытка воздуха возрастает и индикаторный КПД с ростом частоты вращения. В области высоких частот вращения возможно снижение индикаторного КПД из-за сокращения времени цикла, что приводит к догоранию на линии расширения, вследствие чего увеличиваются потери теплоты в охлаждающую среду и с отработанными газами.

Примерное изменение α , η_i и $\frac{\eta_i}{\alpha}$ при работе бензинового ДВС по скоростной характеристике показано на рисунке 8.3, из которого видно, что отношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ в данном случае меняется незначительно.

Механический КПД ДВС определяется по формуле:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_M}{k \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v}. \quad (8.2)$$

Для ДВС без наддува среднее давление механических потерь P_M мало зависит от нагрузки и может быть принято постоянным при $n = const$. При увеличении частоты вращения коленчатого вала среднее давление механических потерь

возрастает.

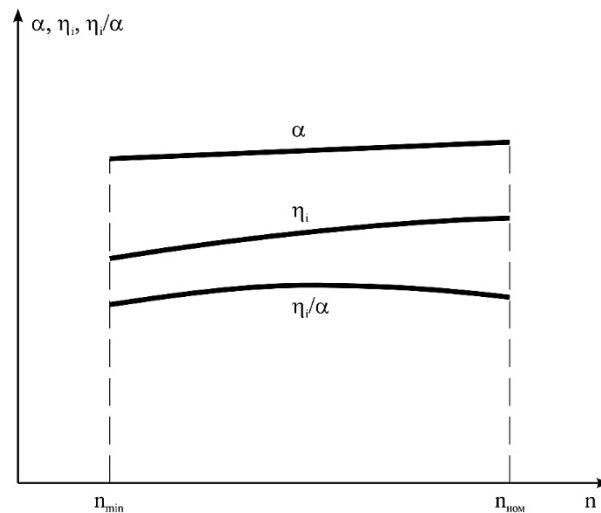


Рисунок 8.3 – Изменение α , η_i и $\frac{\eta_i}{\alpha}$ при работе ДВС по скоростной характеристике

Таким образом, при работе по внешней характеристике рост P_M и уменьшение η_v при $\frac{\eta_i}{\alpha} \approx const$ с увеличением n приводит к понижению механического КПД (рисунок 8.4).

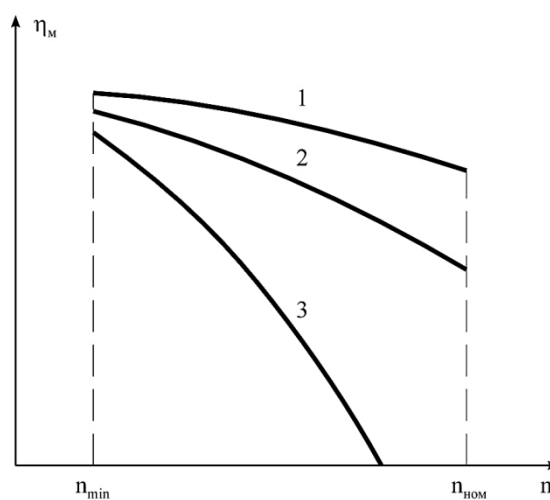


Рисунок 8.4 – Изменение механического КПД при работе ДВС: 1 – по внешней скоростной характеристике; 2 и 3 – по частичным характеристикам

При прикрытии дроссельной заслонки значение η_M падает тем быстрее, чем больше прикрыта заслонка. Это объясняется тем, что среднее давление механических потерь растет с увеличением частоты вращения, а произведение $\frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v$ уменьшается при прикрытии дроссельной заслонки. При значительно прикрытой дроссельной заслонке среднее индикаторное давление падает настолько быстро, что при $p_M = p_i$ произведение $\frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v$ и коэффициент η_M равны нулю. Поэтому зависимость механического КПД от частоты вращения коленчатого вала при различных положениях дроссельной заслонки имеет вид кривой, показанной на рисунке 8.4.

Особенности изменения отдельных сомножителей в выражении 8.1 определяют характер изменения среднего эффективного давления p_e при работе ДВС по скоростным характеристикам (рисунок 8.1). В ДВС без наддува среднее эффективное давление в области малых частот вращения коленчатого вала с ростом n увеличивается, достигает максимума и затем уменьшается. Для бензинового ДВС при его работе по внешней скоростной характеристике частота вращения коленчатого вала, соответствующая $(p_e)_{\max}$, составляет примерно от 45 % до 55 % от $n_{\text{ном}}$.

При переходе ДВС к работе по частичным скоростным характеристикам вследствие уменьшения η_v и η_M с увеличением частоты вращения коленчатого вала среднее эффективное давление понижается, и тем интенсивнее, чем больше прикрыта дроссельная заслонка. При значительно прикрытой дроссельной заслонке $p_e = 0$, т.е. режим холостого хода наступает при частоте вращения коленчатого вала меньшей номинальной.

Из выражения эффективной мощности $N_e = k_1 \cdot p_e \cdot n$ следует, что мощность растет с повышением частоты вращения коленчатого вала только до тех пор, пока влияние увеличения n больше влияния уменьшения среднего эффективного давления (рисунок 8.5).

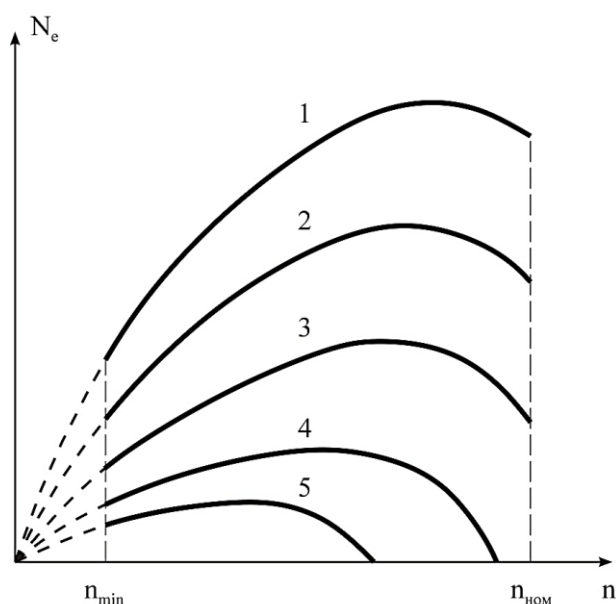


Рисунок 8.5 – Скоростные характеристики: 1 – внешняя; 2 – 5 – частичные

При дальнейшем повышении частоты вращения коленчатого вала среднее эффективное давление быстро уменьшается, в результате чего снижается и мощность ДВС. Следовательно, при каком-то значении n мощность имеет максимум. В бензиновых автомобильных ДВС это значение при работе по внешней скоростной характеристике обычно соответствует частоте вращения коленчатого вала, несколько меньшей номинальной.

Изменение эффективного КПД, как видно из выражения $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$, при работе по скоростным характеристикам определяется индикаторным и механическим КПД (рисунок 8.6). У ДВС без наддува в связи с рассмотренным выше характером изменения η_i и η_M эффективный КПД η_e при работе по внешней характеристике имеет максимум. Частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному значению коэффициента η_e , находится в интервале между значениями, соответствующими максимальному крутящему моменту и номинальной мощности.

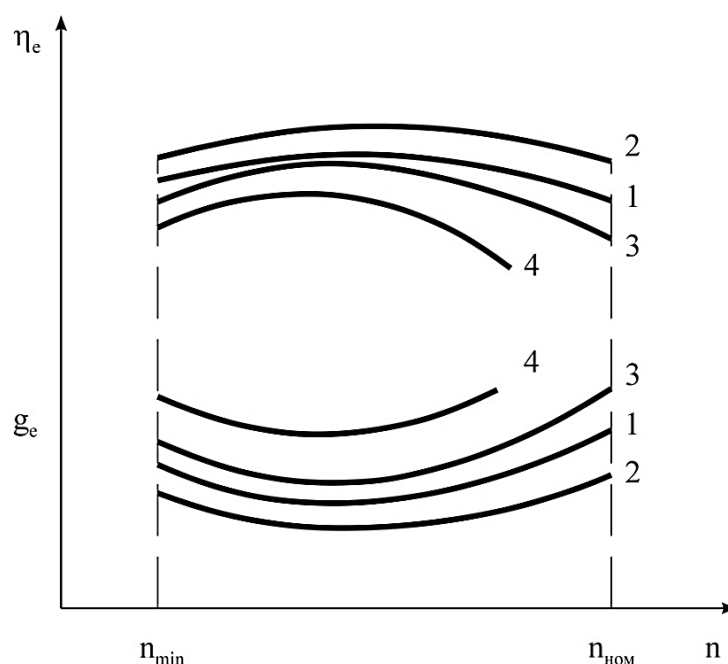


Рисунок 8.6 – Изменение η_e и g_e при работе ДВС по скоростным характеристикам: 1 – внешней; 2 – частичной, соответствующей экономичной работе; 3 и 4 – частичным

При работе ДВС по частичным характеристикам η_e обычно меньше, чем при работе по внешней характеристике, вследствие одновременного уменьшения η_i и η_M . Интенсивность падения η_e растет с прикрытием дроссельной заслонки.

Удельный эффективный расход топлива g_e при работе по скоростным характеристикам меняется в соответствии с изменением η_e , так как $g_e = \frac{k_2}{\eta_e}$. При работе бензинового ДВС по внешней скоростной характеристике удельный эффективный расход топлива сначала несколько уменьшается, а затем возрастает. Такое изменение g_e объясняется тем, что при уменьшении частоты вращения коленчатого вала ниже номинального значения увеличивается механический КПД ДВС при постоянном индикаторном КПД вследствие почти постоянного значения α . Поэтому эффективный КПД ДВС растет, а удельный эффективный расход топлива уменьшается. В области малых частот вращения коленчатого вала

смесеобразование ухудшается, что ведет к обогащению смеси, а количество теплоты, отводимой в систему охлаждения, возрастает, что уменьшает эффективный КПД и увеличивает удельный эффективный расход топлива.

Часовой расход топлива G_T уменьшается с понижением частоты вращения коленчатого вала (рисунок 8.7) вследствие уменьшения частоты рабочих циклов. Одновременно понижается скорость смеси во впускной системе ДВС и уменьшаются потери давления. Все это приводит к более интенсивному снижению часового расхода топлива по мере уменьшения частоты вращения коленчатого вала.

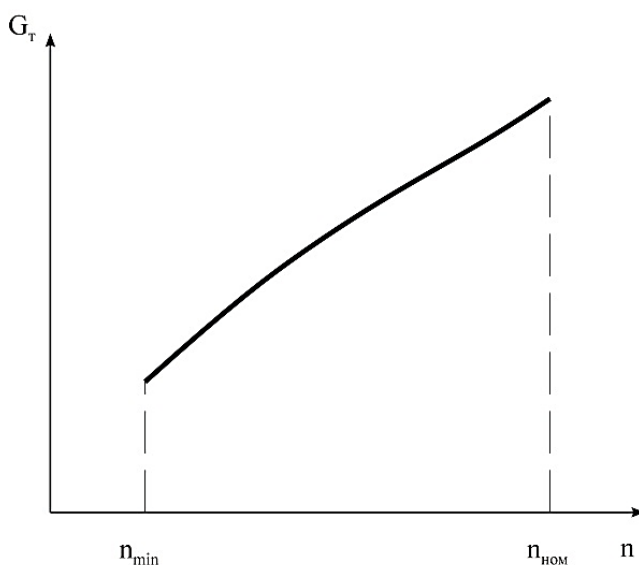


Рисунок 8.7 – Зависимость часового расхода топлива G_T от частоты вращения коленчатого вала ДВС n

При повышении частоты вращения коленчатого вала увеличиваются температура заряда (вследствие возрастания показателя политропы сжатия n_1), температура остаточных газов и интенсивность вихрей в камере сгорания. Это способствует уменьшению периода задержки воспламенения и скорости сгорания топлива. Однако общее сокращение необходимого для эффективного сгорания времени приводит к необходимости увеличения угла опережения зажигания Θ с возрастанием n (рисунок 8.8).

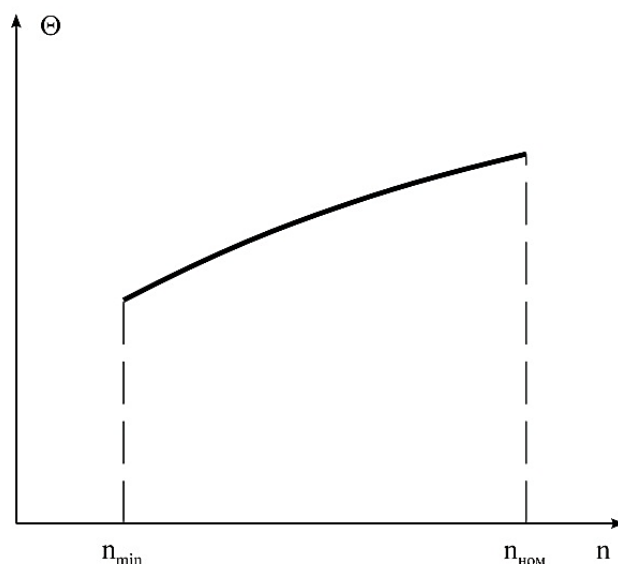


Рисунок 8.8 – Зависимость оптимального угла опережения зажигания Θ от частоты вращения коленчатого вала ДВС n

8.3 Методика проведения испытаний по снятию скоростной характеристики

Для снятия скоростных характеристик бензинового ДВС требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) мотор-тестер для определения расхода воздуха и расхода топлива;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха).

При снятии скоростных характеристик бензиновых ДВС необходимо выполнение следующих условий:

- 1) положение дроссельной заслонки неизменное (определяется исходя из задания по работе);
- 2) постоянный нормальный рабочий тепловой режим ДВС;

3) частота вращения коленчатого вала ДВС переменная, устанавливается исходя из задания по работе путем изменения нагрузки на ДВС тормозным устройством.

Моторные испытания по снятию скоростных характеристик необходимо проводить в следующей последовательности:

1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;

2) запустить и прогреть ДВС до температуры охлаждающей жидкости $t_{ожс} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и температуры масла $t_{м} = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;

3) ввести ДВС в режим работы, соответствующий началу снятия скоростной характеристики: положение дроссельной заслонки – заданное, частота вращения коленчатого вала – минимально устойчивая;

4) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;

5) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение Б);

6) увеличить частоту вращения коленчатого вала на величину от 200 до 300 мин^{-1} путем изменения регулировки тормозного устройства (разгрузить тормозное устройство);

7) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;

8) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний.

Аналогично, увеличивая частоту вращения коленчатого вала путем разгрузки тормозного устройства с интервалом от 200 до 300 мин^{-1} до частоты вращения коленчатого вала, превышающей на 10 % номинальную, произвести замеры показателей работы ДВС на всех остальных экспериментальных точках скоростной характеристики.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС, и оценить погрешности измерений.

2. Построить графики скоростной характеристики: $M_e = f_1(n)$; $N_e = f_2(n)$;

$$G_T = f_3(n); g_e = f_4(n); G_e = f_5(n); \alpha = f_6(n); \eta_v = f_7(n).$$

3. Провести анализ графиков скоростной характеристики и сделать соответствующие выводы.

8.4 Контрольные вопросы

1. Что понимается под скоростной характеристикой ДВС? Какие существуют виды скоростных характеристик?

2. Как изменяется среднее эффективное давление при работе ДВС по внешней и частичным скоростным характеристикам?

3. Как изменяются коэффициент наполнения и коэффициент избытка воздуха при работе ДВС по внешней и частичным скоростным характеристикам?

4. Какие показатели работы ДВС влияют на изменение механического к.п.д. при работе его по внешней и частичным скоростным характеристикам?

5. Как изменяется экономичность ДВС при работе его по внешней и частичным скоростным характеристикам?

6. Какая требуется материально-техническая база для снятия характеристики холостого хода ДВС?

7. В какой последовательности проводится снятие скоростных характеристик ДВС?

9 Снятие нагрузочной характеристики бензинового ДВС

9.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение методики снятия нагрузочной характеристики бензинового ДВС.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о нагрузочной характеристике ДВС и о протекании рабочих процессов в ДВС при работе его на режиме нагрузочной характеристики;
- умение проведения испытаний по снятию нагрузочной характеристики ДВС;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

9.2 Общие сведения об изменении основных показателей ДВС при его работе по скоростным характеристикам

Нагрузочной характеристикой называется зависимость расхода топлива и других показателей работы ДВС от его эффективной мощности N_e или среднего эффективного давления p_e при заданной частоте вращения коленчатого вала. Нагрузка на ДВС регулируется путем изменения положения дроссельной заслонки и одновременного изменения регулировки тормозного устройства.

Анализ нагрузочных характеристик бензиновых ДВС (рисунок 9.1) показывает, что кривая изменения часового расхода G_T топлива по мере открытия дроссельной заслонки на режимах средних нагрузок почти пропорциональна мощности N_e до открытия дроссельной заслонки на величину от 85 до 90 %, после чего часовой расход топлива возрастает более интенсивно.

Удельный эффективный расход топлива g_e при работе ДВС на режиме холостого хода равен бесконечности, так как $G_{T\text{ х.х.}} \neq 0$, а $N_{e\text{ х.х.}} = 0$. Далее, по мере увеличения нагрузки, g_e резко снижается с убывающей интенсивностью. В

карбюраторном ДВС при включении экономайзера g_e снова возрастает.

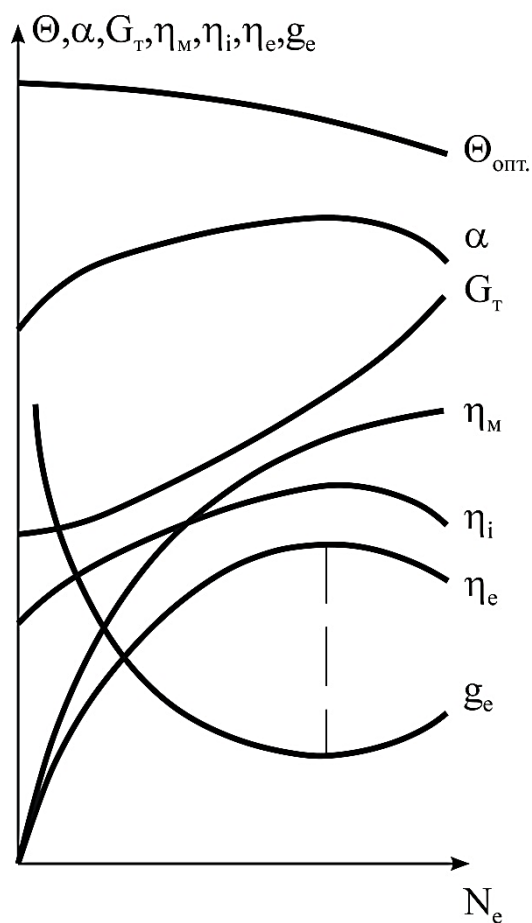


Рисунок 9.1 – Зависимость основных показателей работы ДВС от эффективной мощности N_e

У впрысковых ДВС наименьший расход топлива g_e обычно достигается при полном открытии дроссельной заслонки. Такой характер изменения g_e объясняется влиянием изменения индикаторного η_i и механического η_M КПД, поскольку известно, что:

$$g_e = \frac{c}{\eta_i \cdot \eta_M}, \quad (9.1)$$

где c – некоторая постоянная.

При работе ДВС на режиме холостого хода коэффициент избытка воздуха α составляет от 0,6 до 0,8. По мере открытия дроссельной заслонки при увеличении частоты вращения коленчатого вала α возрастает до значений от 1,05 до 1,2. Одновременно уменьшается количество остаточных газов до значений коэффициента остаточных газов γ_r от 0,05 до 0,08, увеличивается расход горючей смеси и уменьшаются относительные потери теплоты в окружающую среду. Все это в совокупности приводит к увеличению скорости сгорания и росту индикаторного КПД η_i . Однако, при включении экономайзера обогащение горючей смеси α до значений от 0,85 до 0,95 вызывает значительное падение индикаторного КПД η_i из-за недовыделения теплоты вследствие химической неполноты сгорания.

Мощность механических потерь N_M бензиновых ДВС при постоянной частоте вращения коленчатого вала практически не зависит от нагрузки, поэтому с увеличением нагрузки механический КПД η_M возрастает согласно зависимости:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_e}. \quad (9.2)$$

Одновременный рост η_i и η_M приводит к уменьшению g_e с увеличением нагрузки.

Оптимальный угол опережения зажигания Θ с ростом нагрузки уменьшается, так как сокращается период задержки воспламенения смеси и возрастает скорость распространения фронта пламени благодаря большему подогреву смеси и снижению содержания остаточных газов.

Характер изменения эффективного КПД η_e по нагрузочной характеристике следует из выражения $\eta_e = \frac{c_1}{g_e}$, где $c_1 = const$.

9.3 Методика проведения испытаний по снятию нагрузочной характеристики

Для снятия нагрузочной характеристики бензинового ДВС требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) мотор-тестер для определения расхода воздуха и расхода топлива;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха).

При снятии нагрузочной характеристики бензинового ДВС необходимо выполнение следующих условий:

- 1) частота вращения коленчатого вала постоянная;
- 2) постоянный нормальный рабочий тепловой режим ДВС;
- 3) нагрузка на ДВС переменная и регулируется путем изменения положения дроссельной заслонки и регулировкой тормозного момента на тормозном устройстве при условии поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала $n = const$.

Моторные испытания по снятию нагрузочной характеристики необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;
- 2) запустить и прогреть ДВС до температуры охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и температуры масла $t_{м} = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 3) ввести ДВС в режим работы, соответствующий началу снятия нагрузочной характеристики: частота вращения – заданная, нагрузка на тормозном устройстве отсутствует, положение дроссельной заслонки – обеспечивающее получение заданной частоты вращения коленчатого вала;
- 4) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;

5) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение В);

6) несколько увеличить открытие дроссельной заслонки, установить заданную частоту вращения коленчатого вала тормозным устройством;

7) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;

8) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний.

Аналогичным образом, постепенно увеличивая открытие дроссельной заслонки и регулируя частоту вращения коленчатого вала тормозным устройством, снять все остальные экспериментальные точки нагрузочной характеристики до полного открытия дроссельной заслонки. Во время проведения моторных испытаний следить за стабильностью теплового режима работы ДВС.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС, и оценить погрешности измерений.

2. Построить графики нагрузочной характеристики: $G_T = f_1(N_e)$, $g_e = f_2(N_e)$, $\alpha = f_3(N_e)$, $\eta_e = f_4(N_e)$.

3. Провести анализ графиков нагрузочной характеристики и сделать соответствующие выводы.

9.4 Контрольные вопросы

1. Что понимается под нагрузочной характеристикой ДВС?

2. Как изменяется расход топлива при работе ДВС по нагрузочной характеристике?

3. Какие факторы влияют на изменение механического КПД?

4. Каковы условия снятия нагрузочной характеристики?

5. По какой методике проводится снятие нагрузочной характеристики?

10 Исследование показателей работы ДВС на режиме пуска

10.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение рабочих процессов, протекающих в ДВС на режиме пуска.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о рабочих процессах в ДВС на режиме пуска;
- освоение методики проведения испытаний ДВС на режиме пуска;
- умение построения и анализа закономерностей изменения основных показателей работы ДВС на режиме пуска.

10.2 Общие сведения о протекании рабочих процессов в ДВС на режиме пуска

Под *режимом пуска* понимается стадия запуска и прогрева ДВС при подготовке его к эксплуатации. Режим пуска состоит из трех основных стадий:

- стадия прокрутки коленчатого вала стартером без видимых вспышек в цилиндрах ДВС;
- стадия прокрутки коленчатого вала стартером с видимыми вспышками в цилиндрах ДВС;
- стадия прокрутки коленчатого вала от вспышек в цилиндрах ДВС без участия стартера до достижения рабочей температуры ДВС.

Режим пуска считается одним из самых неблагоприятных режимов работы ДВС, т.к. детали и эксплуатационные жидкости ДВС имеют температуру, отличную от оптимальной. Это приводит, в первую очередь, к повышенным износам деталей ДВС, а также к ухудшению его технико-эксплуатационных показателей, таких как мощность и крутящий момент и повышению расхода топлива и токсичности отработавших газов вследствие неблагоприятных условий протекания сгорания в цилиндрах ДВС из-за плохой испаряемости и смесеобразования топлива.

Увеличенный износ трущихся поверхностей деталей происходит в результате ухудшения их условий смазки из-за недостаточной подачи масла ввиду повышенной его вязкости, смывания его топливом, наличия в масле воды и топлива и проявления процессов электрохимической коррозии от сконденсировавшихся агрессивных продуктов сгорания топлива в цилиндрах ДВС. Кроме того, при пониженном тепловом режиме увеличивается количество низкотемпературных отложений (шламов) на деталях, а из-за увеличения вязкости масла повышаются потери на трение.

Рассмотрим более подробно протекание рабочих процессов в ДВС на режиме пуска и факторы, влияющие на их качество протекания.

1. Прогрев эксплуатационных жидкостей

К эксплуатационным жидкостям, влияющим на протекание рабочих процессов в ДВС относятся охлаждающая жидкость (ОЖ) и моторное масло. ОЖ, циркулируя в системе охлаждения, воспринимает теплоту от стенок и головки цилиндров и передает ее через радиатор в окружающую среду, что отрицательно влияет на скорость прогрева ДВС, значительно его увеличивая. Для снижения этого отрицательного влияния ограничивают поступление ОЖ от непрогретого ДВС к радиатору, используя термостаты, которые перекрывают «большой круг» системы охлаждения и ОЖ циркулирует только в блоке цилиндров, что позволяет ДВС быстрее выйти на рабочий температурный режим (в среднем от 85 °С до 95 °С в зависимости от модели ДВС). На современных ДВС для ускорения прогрева ОЖ и снижения расхода топлива на режиме пуска применяют насосы ОЖ с электроприводом, позволяющим отключать насос, либо снижать его производительность для уменьшения циркуляции ОЖ и ускорения ее прогрева.

Момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала, а также надежность работы пар трения на режиме пуска в большей степени определяются температурой моторного масла, от которой зависят, в первую очередь, вязкостно-температурные характеристики масла. Чем ниже температура моторного масла, тем выше его вязкость, последствиями чего являются повышенное давление масла в масляной системе, худшая прокачиваемость масла в системе, вызывающая запаздывание

поступления масла к парам трения в необходимом количестве, тем самым увеличивается время работы пар трения без смазки и их износ. Вязкость масла по мере его прогрева снижается и протекание смазочных процессов нормализуется при достижении маслом рабочей температуры в пределах от 80 °С до 100 °С. Вместе с тем, из-за меньшей площади контакта масла с рубашкой охлаждения по сравнению с ОЖ, температура масла растет медленнее температуры ОЖ на величины, находящиеся в пределах от 10 °С до 30 °С. Для исключения данного запаздывания применяют масляные радиаторы с жидкостным охлаждением. Для снижения влияния температуры на вязкость масла применяют два основных пути – использование масел с соответствующими характеристиками и предпусковой подогрев моторного масла в картере ДВС или масляном фильтре (пример зависимости динамической вязкости масел различных классов от температуры представлены на рисунке 10.1 а).

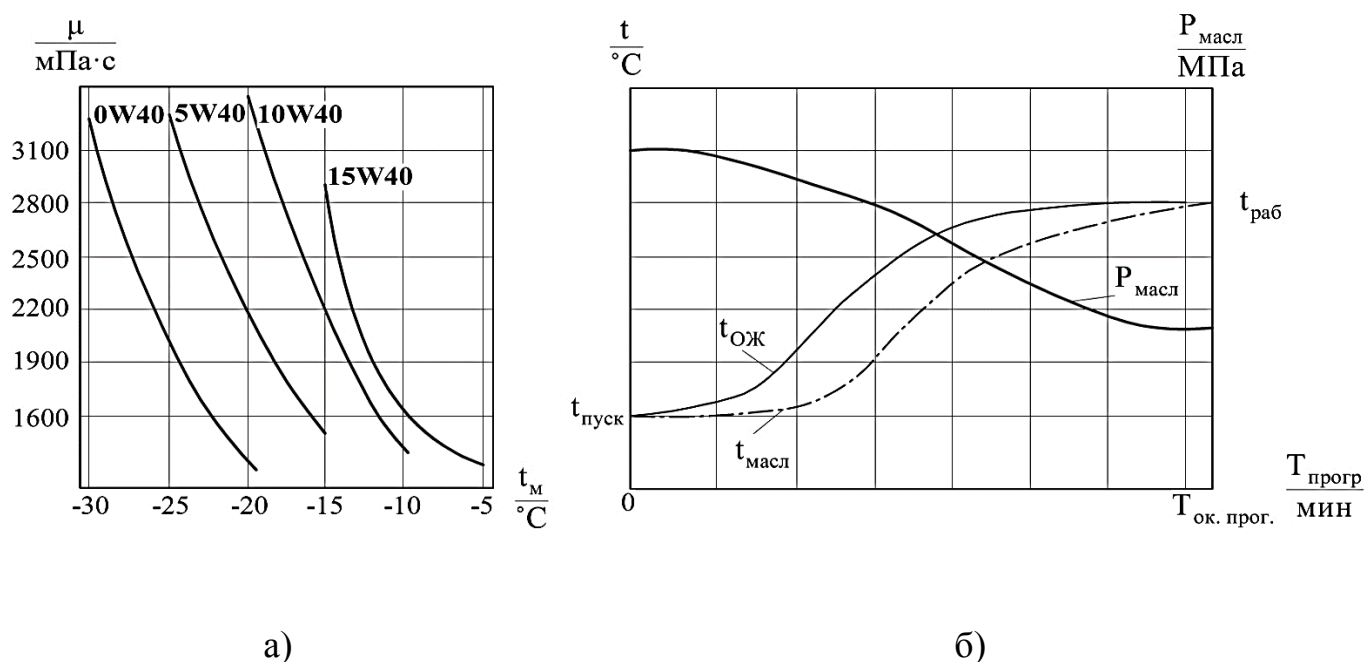


Рисунок 10.1 – Примеры зависимостей: а) вязкости масел от температуры; б) изменения температур ОЖ и масла и давления масла по мере прогрева ДВС

2. Конструкция системы охлаждения ДВС

На темп прогрева ДВС значительное влияние оказывает конструкция системы охлаждения. Длительное время привод вентилятора осуществлялся механически – в

основном ременной передачей, что обуславливало его постоянную работу при работе ДВС. Такой привод создавал дополнительное охлаждение ДВС при прогреве и увеличивало время прогрева. Для исключения влияния вентилятора на темп прогрева ДВС автопроизводители отказались от жесткой связи коленчатого вала и вентилятора путем применения электропривода или привода через гидромуфту, что позволило включать вентилятор системы охлаждения только при наступлении перегрева ДВС, тем самым снизив потребление мощности ДВС и, как следствие, топлива. В последнее время для ускорения прогрева ДВС стали применять также электрический привод водяного насоса, позволяющий изменять его производительность в зависимости от режима работы и температурного режима ДВС.

3. Работа ДВС на режиме холостого хода

Основными факторами, отрицательно влияющими на стабильное протекание рабочих процессов в непрогретом ДВС являются повышенный момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала из-за высокой вязкости моторного масла, затрудненное смесеобразование топливовоздушной смеси вследствие неудовлетворительного испарения топлива, пропуски в системе зажигания, увеличенные зазоры между трущимися поверхностями. Вместе с тем, на величину частоты вращения коленчатого вала при прогреве также влияет система питания и управления ДВС. Так, для карбюраторных ДВС (без закрытия воздушной заслонки) характерна более низкая частота вращения коленчатого вала в начале прогрева ДВС, возрастающая и принимающая стабильные значения по окончании прогрева в пределах от 750 до 800 мин⁻¹. Вместе с тем, у впрысковых ДВС при прогреве начальная частота вращения коленчатого вала находится в пределах от 1300 до 2000 мин⁻¹, что значительно превышает значения частоты у прогретого ДВС, находящейся в пределах от 650 до 850 мин⁻¹. Это связано с тем, что электронный блок управления обеспечивает подачу обогащенной смеси в цилиндры для обеспечения бесперебойной работы ДВС. На карбюраторных ДВС для обогащения смеси прикрывают воздушную заслонку карбюратора, что также влечет повышение частоты вращения коленчатого вала, а по мере прогрева ДВС воздушную заслонку

приоткрывают, уменьшая обогащение смеси и частоту вращения коленчатого вала. Примерный вид изменения частоты вращения коленчатого вала ДВС на режиме холостого хода при прогреве представлен на рисунке 10.2.

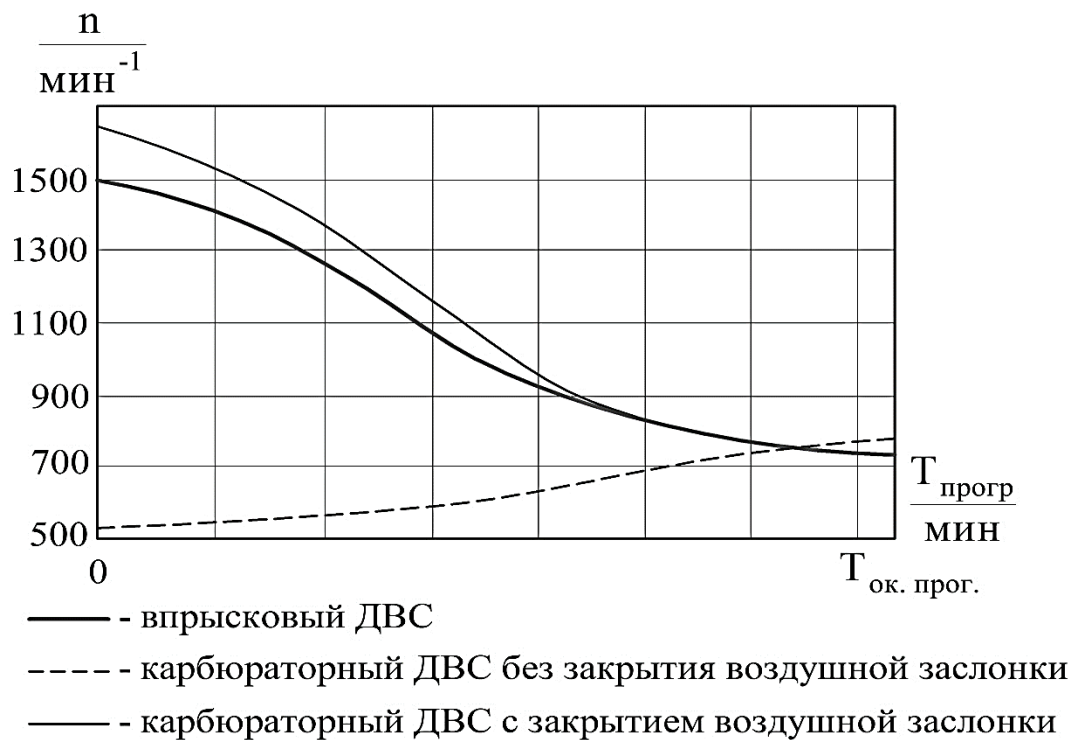


Рисунок 10.2 – Изменение частоты вращения коленчатого вала при прогреве различных типов ДВС

4. Энергетика пуска ДВС

В первые секунды пуска ДВС, особенно холодного, наблюдается практически полное отсутствие смазки между парами трения, что ведет к возникновению значительных сил сопротивления прокручиванию коленчатого вала и снижает эффективность запуска ДВС. Суммарное сопротивление движению деталей и механизмов при пуске ДВС принято оценивать величиной среднего момента сопротивления прокручиванию или пусковым моментом, состоящим из момента трения, момента преодоления сил сжатия и момента сил инерции:

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{тр}} + M_c + M_j, \quad (10.1)$$

где $M_{тр}$ – момент трения, Н·м;

M_c – момент сопротивления сил сжатия, Н·м;

M_j – момент сил инерции, Н·м.

Момент трения является определяющим и зависит от вязкости моторного масла, площади поверхностей трения, частоты вращения и неравномерности вращения коленчатого вала.

$$M_{тр} = 0,875 p_m \cdot V_h, \quad (10.2)$$

где p_m – среднее давление трения, МПа;

V_h – рабочий объем цилиндров ДВС, л.

Для бензиновых ДВС среднее давление трения p_m рассчитывается по формуле:

$$p_m = (0,05 + 0,0004 \cdot n) \cdot \nu^{0,5}, \quad (10.3)$$

где n – частота прокручивания коленчатого вала, мин⁻¹;

ν – вязкость моторного масла, сСт.

Момент преодоления сил сжатия M_c является циклической величиной и действует с периодом $720/i$, где i – количество цилиндров ДВС. При вязкости моторного масла до 5 сСт средний момент сопротивления газовых сил, определяемый разностью работ сжатия и расширения рабочего заряда в цилиндрах, соизмерим с моментом сил трения. Величина момента инерции M_j незначительна при пуске холодного ДВС при вязкости масла от 17 до 60 сСт, соответствующей предельной температуре надежного пуска автомобильных ДВС.

Основную долю (до 80 %) суммарного момента сопротивления составляет момент сил трения в кинематических парах ДВС из-за практически отсутствующей

смазки. У прогретого ДВС пусковой момент снижается за счет оставшихся частиц масла в парах трения и за счет снижения времени поступления прогретого масла в пары трения, соответственно снижаются затраты электроэнергии от АКБ. Причем, чем ниже температура ДВС, тем больший момент сопротивления прокручиванию и, соответственно, большие энергозатраты. Вместе с тем, при низкой температуре значительно снижается емкость АКБ, что ведет к сокращению возможного времени прокрутки коленчатого вала, а также значительному снижению мощности искрового разряда на электродах свечей, тем самым ухудшая воспламенение топливовоздушной смеси и вероятность запуска ДВС в целом. На рисунке 10.3 показана зависимость необходимой пусковой мощности от температуры пуска.

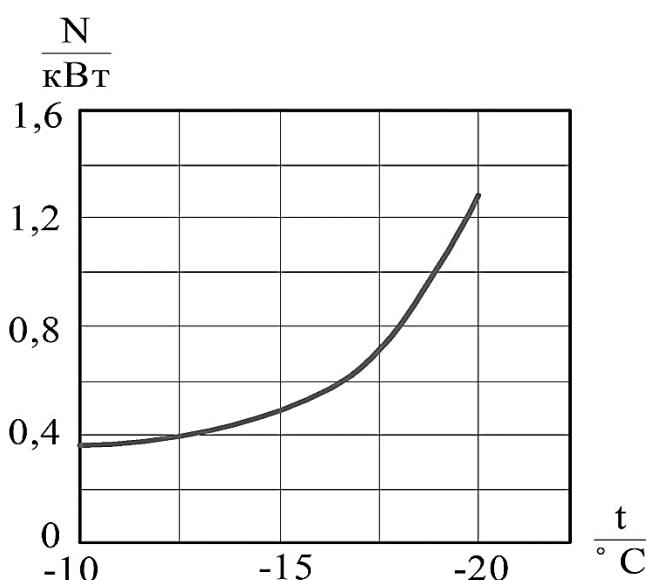


Рисунок 10.3 – Зависимость необходимой пусковой мощности от предельной температуры пуска (при степени заряженности АКБ 75 %).

5. Расход топлива на режиме пуска

При пуске ДВС при отрицательных температурах наряду со снижением энергетических показателей АКБ и повышенным сопротивлением прокручиванию коленчатого вала значительно затрудняет запуск состав топливовоздушной смеси. Так, одним из важнейших показателей как бензина, так и дизельного топлива является фракционный состав, который определяет пусковые свойства. Чем больше

легких фракций в топливе, тем большая часть его испарится при образовании топливовоздушной смеси и, тем самым, возрастает вероятность запуска ДВС. Легкие и средние фракции (содержание до 50 %) определяют скорость прогрева ДВС. Топлива, не отвечающие предъявляемым к ним требованиям по фракционному составу, как правило имеют плохую испаряемость и меньшее выделение теплоты при сгорании, что ведет к ухудшению пусковых качеств ДВС и значительному возрастанию продолжительности прогрева, что характеризуется повышенным расходом топлива и выбросом токсичных веществ с отработавшими газами.

Плохая испаряемость топлива не дает нужную концентрацию топлива в смеси, что ведет к ее обеднению и снижает вероятность воспламенения. К тому же, часть топлива испарившись, далее конденсируется на стенках впускного коллектора и деталей цилиндропоршневой группы, тем самым еще более обедняя топливовоздушную смесь. К тому же, топливо, осевшее на стенках цилиндров смывает масло и попадает вместе с ним в картер ДВС, ухудшая физико-химические свойства моторного масла и, тем самым, условия смазки пар трения.

Для обеспечения уверенного пуска ДВС при отрицательных температурах необходимо обогащать топливовоздушную смесь для обеспечения достаточного количества испарения легких фракций. Так, в первые минуты работы ДВС на режиме пуска смесь имеет состав с коэффициентом избытка воздуха в пределах от 0,6 до 0,8, постепенно обедняясь по мере прогрева ДВС и улучшения условий смесеобразования и воспламенения топливовоздушной смеси.

6. Токсичность отработавших газов на режиме пуска ДВС

Сгорание топлива в цилиндрах ДВС сопровождается образованием большого количества различных токсичных веществ, которые состоят из продуктов неполного сгорания, термического разложения углеводородов топлива, оксидов азота, соединений серы и свинца и др.

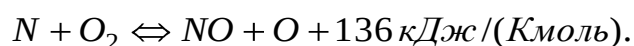
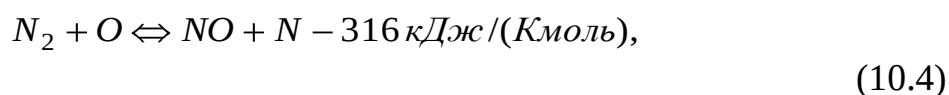
Оксид углерода (CO) образуется во время сгорания при недостатке кислорода, т.е. при обогащенной топливовоздушной смеси (присуще режиму пуска), в ходе

холоднопламенных реакций в дизельных ДВС или при диссоциации диоксида углерода CO_2 (главным образом в ДВС с искровым зажиганием).

Углеводороды (CH) состоят из исходных или распавшихся молекул топлива и масла, не принимавших участия в сгорании. Углеводороды появляются в ОГ вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в «защемленных» объемах, находящихся в вытеснителях и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом. При значительном содержании легких *CH* в ОГ при запуске и прогреве ДВС на выпуске наблюдается белый дым. Углеводороды могут выбрасываться в атмосферу вследствие пропусков воспламенения, негерметичности выпускного клапана или системы вентиляции картера, а также из-за испарения бензина в топливном баке и карбюраторе.

Сажа и частицы (C) представляет собой твердый продукт, состоящий из углерода, в составе которого содержится от 1 % до 3 % (по массе) водорода. Сажа образуется при температуре выше 1500 К в результате объемного процесса термического разложения (пиролиза) топлива при сильном недостатке кислорода. Начало образования сажи имеет место при α меньше значений, находящихся в пределах от 0,3 до 0,7 и зависит от температуры и давления газов, а также от вида топлива. При сгорании в ДВС с искровым зажиганием концентрационные пределы смеси не совпадают с пределами начала образования сажи, поэтому ее содержание незначительно.

Оксиды азота (NO_x). Если температура в цилиндре превышает 2000 К, то азот и кислород воздуха вступают в химическое взаимодействие по цепному механизму:



Определяющей является верхняя реакция, скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. При сгорании в цилиндрах ДВС образуется главным образом оксид азота *NO* (свыше 95% от количества всех оксидов азота).

В ДВС с искровым зажиганием окисление азота и образование NO происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания, где в результате Махе-эффекта достигаются наивысшие температуры. Образование NO сильно увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода.

На режиме пуска непрогретого ДВС имеет место повышенный расход топлива, следствием чего является большой выброс оксида углерода CO и углеводородов CH . Оксиды азота NO_x в отработавших газах практически отсутствуют из-за невысокой температуры сгорания ДВС. По достижении стабилизации рабочего процесса и температуры количество CO и CH снижается, но при этом наблюдается рост NO_x .

7. Условия протекания смазочных процессов в ДВС на режиме пуска

Как известно, режим пуска ДВС отличается повышенными износами трущихся деталей, являющихся результатом различных видов изнашиваний, преобладающими среди которых являются коррозионно-механическое, молекулярно-динамическое и эрозионное. Наиболее интенсивный износ происходит не в кратковременный момент пуска ДВС, а в период последующего, более продолжительного прогрева до оптимальной температуры, чему способствуют высокие давления сгорания и малая величина масляной пленки на поверхности трения, смывание ее и запаздывание поступления свежего масла к узлам трения.

Изнашивание поверхностей трения деталей цилиндропоршневой группы происходит преимущественно из-за смывания масляной пленки со стенок цилиндров. Наличие в топливе серы, коррозионно-агрессивных соединений, фракционный и групповой состав топлива, его дисперсность, направление движения топливно-воздушного потока в цилиндре ДВС при наполнении определяют пусковой износ цилиндра.

Еще одной группой подвижных сопряжений, в значительной степени подверженных пусковым износам, является кривошипно-шатунный механизм, в частности подшипники и шейки коленчатого вала. Конструктивно подшипники скольжения спроектированы для работы в режиме жидкостного трения. Однако такой вид трения характерен для установившихся режимов, пуск и прогрев

которыми не являются. Рассмотрим более подробно условия работы подшипников и шеек коленчатого вала на режиме пуска.

Выделяют три основные стадии развития смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала:

- *подготовительная стадия* – работа подвижных сопряжений при сухом или граничном трении, обусловленная задержкой времени поступления масла к трущимся поверхностям. Взаимодействие поверхностей определяется двойственной молекулярно-механической природой. Механическое взаимодействие обусловлено взаимным внедрением выступов трущихся поверхностей, молекулярно – взаимным притяжением твердых тел, их адгезией;

- *переходная стадия* – развитие жидкостной смазки, характеризующееся прогревом масла и соответствующим снижением вязкости, а также установление рабочих зазоров из-за тепловых деформаций. Является общим случаем процессов взаимодействия и представляет собой последовательность чередующихся взаимоисключающих частных случаев – контактного и бесконтактного взаимодействия перемещающихся тел;

- *рабочее состояние* – смазочный процесс устойчивый, стабилизированный, способен воспринимать рабочие нагрузки. Трущиеся поверхности разделены непрерывным слоем смазочного материала значительной толщины, в несколько раз превосходящей сумму высот микронеровностей поверхностей. В режиме жидкостной смазки отсутствует прямое контактное взаимодействие между поверхностями, по этой причине процессы изнашивания практически отсутствуют за исключением кавитационного изнашивания жидкостной эрозии.

Длительность первой стадии незначительная, занимает от долей до нескольких секунд. Длительность же второй стадии, по сравнению с первой, значительно выше и существенно сказывается на износе подшипников скольжения коленчатого вала, так как основная часть режима пуска приходится на вторую, переходную, стадию. Продолжительность перехода от граничного к жидкостному трению в период пуска ДВС зависит и от времени подачи смазки к подшипнику.

Повышение вязкости моторного масла при понижении температуры увеличивает время поступления смазки к парам трения, поэтому основная доля пусковых износов поверхностей трения зависит от физико-химических свойств масел и нагрузочно-скоростного режима работы ДВС. Вязкостно-температурные свойства масел оказывают существенное влияние на момент сопротивления при пуске, а также на надежность работы трущихся пар в период прогрева. Толщина масляной пленки на поверхности трения определяется тепловым состоянием ДВС перед пуском, продолжительностью перерыва в его работе и вязкостью масла. Например, вязкие масла и толстая масляная пленка обеспечивают надежную работу пар трения в период пуска.

Режим прогрева ДВС определяет величину газовых и инерционных нагрузок на детали как цилиндропоршневой группы, так и на подшипники и шейки коленчатого вала. Увеличение данных нагрузок на шейки коленчатого вала ведет к вытеснению смазки с поверхностей трения и увеличению давления в пятне контакта, что при длительном воздействии при отсутствии смазки может привести к схватыванию и свариванию поверхностей трения, а также к задирам и вырыванию частиц металла с поверхностей трения.

Оценить условия смазки в подшипниках коленчатого вала при работе ДВС, а в частности на режиме пуска, позволяет параметр E_g «интегральная степень существования смазочного слоя». Оптимальным по параметру E_g следует считать такой режим работы ДВС, при котором $E_g \rightarrow E_{g \max}$ (в идеале $E_g = 1$) и тем самым обеспечивается наименьшая интенсивность изнашивания подшипников коленчатого вала в эксплуатации. Значения данного параметра определяется с помощью автоматизированной системы оценки смазочного процесса (АСОСП). С помощью данного параметра возможна оценка состояния КШМ ДВС, смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала и т.д.

10.3 Методика проведения испытаний по снятию показателей работы ДВС на режиме пуска

Для снятия показателей работы ДВС на режиме пуска требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) мотор-тестер для определения расхода воздуха и расхода топлива;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха);
- 4) АСОСП для определения показателей смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала;
- 5) газоанализатор для оценки токсичности отработавших газов ДВС.

При снятии показателей работы ДВС на режиме пуска необходимо выполнение следующих условий:

- 1) положение дроссельной заслонки неизменное (определяется исходя из задания по работе);
- 2) тепловой режим ДВС соответствует температуре окружающей среды.

Моторные испытания по снятию показателей работы ДВС на режиме пуска необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;
- 2) запустить и прогреть ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_m = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 3) производить запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение Г).

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС на режиме пуска и оценить погрешности измерений.

2. Построить графики следующих зависимостей: $n = f_1(T)$; $G_T = f_2(T)$; $t_m = f_3(T)$; $t_{ож}; = f_4(T)$; $G_g = f_5(n)$; $E_g = f_6(T)$; $N = f_7(T)$; $L_{к\Sigma} = f_8(T)$; $CO = f_9(T)$; $CH = f_{10}(T)$; $O_2 = f_{11}(T)$.

3. Провести анализ полученных зависимостей и сделать соответствующие выводы.

Полученные результаты оформляются в виде отчета, пример которого приведен в приложении Г.

10.4 Контрольные вопросы

1. Что понимается под режимом пуска ДВС? В чем заключаются особенности работы ДВС на режиме пуска?

2. Как изменяется работа ДВС по мере прогрева эксплуатационных жидкостей?

3. Как влияет конструкция системы охлаждения ДВС на его работу на режиме пуска?

4. Каковы особенности энергетики пуска и работы ДВС на режиме холостого хода при его прогреве?

5. Оцените влияние работы ДВС на режиме пуска на топливную экономичность.

6. Оцените влияние работы ДВС на режиме пуска на токсичность отработавших газов.

7. Какая требуется материально-техническая база для снятия показаний работы ДВС на режиме пуска?

8. В какой последовательности проводится снятие основных показателей работы ДВС на режиме пуска?

9. Дайте анализ полученных зависимостей показателей работы ДВС на режиме пуска.

11 Влияние сопротивления на впуске на показатели работы ДВС

11.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение и оценка влияния сопротивления на впуске в ДВС на показатели его работы.

Задачами подраздела являются:

- получение представления о протекании рабочих процессов в ДВС при изменяющемся сопротивлении на впуске во время работы;
- умение проведения испытаний по снятию характеристик работы ДВС;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

11.2 Общие сведения о влиянии сопротивления на впуске при работе ДВС

Системы впуска служат для подвода свежего заряда (воздуха или горючей смеси) к цилиндрам ДВС. В ДВС с внешним смесеобразованием во впускной системе происходит также образование смеси, так как процесс испарения жидкого топлива и смешения его паров с воздухом не успевает завершиться в карбюраторе или газосмесителе.

Общим требованием, предъявляемым системам впуска, является по возможности наименьшее сопротивление, что необходимо для уменьшения насосных потерь и улучшения наполнения цилиндров. Удовлетворить это требование путем только снижения скорости газов в системах, т.е. путем увеличения проходных сечений невозможно: увеличиваются габаритные размеры и масса ДВС. Кроме того, с понижением скорости воздуха уменьшается его турбулизация, что приводит к ухудшению смесеобразования в ДВС с внешним смесеобразованием.

Уменьшение сопротивлений при высокой скорости газового потока достигается выполнением каналов плавных очертаний для предотвращения резких изменений направления потока и площади проходного сечения. Для равномерного

распределения свежего заряда по цилиндрам впускные трубопроводы делают симметричными. Для улучшения испарения топлива впускную систему обогревают ОЖ, выходящей из системы охлаждения ДВС. В ДВС некоторых типов при расположении впускной и выпускной систем с одной стороны впускной трубопровод подогревают теплом отработавших газов от выпускного коллектора.

В ДВС с внутренним смесеобразованием, а также в газовых ДВС подогрев свежего заряда при их работе не нужен, так как он приводит к снижению плотности заряда и, тем самым, ухудшению наполнения цилиндров. Подогрев всасываемого воздуха в дизельных ДВС желателен только для облегчения пуска при низкой температуре окружающего воздуха. С этой целью во впускной системе предусматриваются специальные подогреватели, включаемые в период подготовки к пуску. В ДВС с системами наддува воздуха в системы впуска входят компрессоры и охладители надувочного воздуха, а в системы выпуска – также и газовые турбины. Для очистки воздуха от пыли устанавливают воздушные фильтры, которые объединяют с глушителями шума впуска.

В связи со сложностью систем впуска особое внимание должно быть уделено выбору размеров этих систем с целью использования газодинамических явлений для улучшения наполнения цилиндров свежим зарядом и снижения работы выпуска.

11.3 Влияние воздушного фильтра на сопротивление воздуха на впуске

Одним из основных элементов системы впуска, оказывающих значительное сопротивление движению поступающего воздуха, является воздушный фильтр, предназначенный для очистки воздуха от пыли. Запыленность воздуха, который поступает в ДВС при эксплуатации автомобиля, может колебаться в пределах от 0,0003 до 1,4 г/м³ и зависит от таких факторов, как время года, типа дороги и вида почвы, погоды, направления ветра, интенсивности движения, грузоподъемности автомобиля, типа шин, формы капота, высоты отбора воздуха и т.п. Поэтому качество очистки поступающего в цилиндры ДВС воздуха играет определяющую роль в интенсивности изнашивания цилиндропоршневой группы. Вместе с тем,

воздух очищается тем лучше, чем меньше ячейки в фильтрующем элементе, но с другой стороны, это ведет к увеличению сопротивления воздуха, называемого гидравлическим. Повышение гидравлического сопротивления впускного трубопровода приводит к уменьшению коэффициента наполнения цилиндра ДВС η_v и, следовательно, к ухудшению эффективных и экономических показателей работы ДВС.

Характеристикой гидравлического сопротивления воздушного фильтра является разность давлений Δp до и после фильтра и зависит от типа воздушного фильтра и количества ступеней очистки воздуха. Экспериментальными исследованиями установлено, что ухудшение показателей работы ДВС происходит относительно медленно (почти линейно) при увеличении гидравлического сопротивления воздушного фильтра до некоторого значения Δp_{np} (предельное или допустимое гидравлическое сопротивление), после чего показатели резко ухудшаются. Так, увеличение уровня гидравлических потерь на 100 мм водяного столба вызывает снижение мощности ДВС примерно на 1,3 %.

При проектировании систем впуска значение Δp_{np} выбирают в зависимости от типа ДВС и степени его форсирования, причем отраслевыми стандартами предусматривается ограничение как начального гидравлического сопротивления $\Delta p_{нач}$, так и допустимого Δp_{np} .

Эффективность очистки воздуха от пыли оценивают коэффициентами очистки η или пропуска пыли ε . Коэффициент очистки характеризует относительное количество пыли (%), задержанной воздухоочистителем, и определяется как:

$$\eta = \frac{M_2}{M_1} \cdot 100 = \frac{M_1 - M_3}{M_1} \cdot 100, \quad (11.1)$$

где M_1 , M_2 , M_3 – соответственно массы пыли, поступающей, задержанной и пропущенной воздухоочистителем.

Коэффициент пропуска пыли определяется как относительное содержание пыли за воздухоочистителем:

$$\varepsilon = \frac{M_3}{M_1} \cdot 100. \quad (11.2)$$

Коэффициенты пропуска и очистки связаны зависимостью:

$$\varepsilon = (100 - \eta), \% \quad (11.3)$$

Количество пыли W_n (кг), которое воздухоочиститель задерживает до достижения предельно допустимой величины гидравлического сопротивления, называют пылеемкостью. Совершенство конструкции воздухоочистителя оценивается его удельной пылеемкостью (кг/м³):

$$\theta = \frac{1000 \cdot W_n}{V}, \quad (11.4)$$

где V – полный объем, занимаемый системой очистки воздуха, м³.

Косвенным критерием пылеемкости фильтрующих элементов является изменение величины их удельного сопротивления:

$$Z = \frac{\Delta p_k - \Delta p_n}{\varphi}, \quad (11.5)$$

где Δp_n и, Δp_k – соответственно начальное и конечное сопротивления фильтрующего элемента; φ – запыленность воздуха, подвергаемого фильтрации.

Условия работы фильтрующего элемента оцениваются величиной удельной воздушной нагрузки:

$$q = \frac{g_e}{F} \cdot \left(\frac{m^3}{ч \cdot м^2} \right), \quad (11.6)$$

где g_e , – расход воздуха через ДВС, м³/ч; F – площадь рабочей поверхности фильтрующего элемента, м².

Удельная пылевая нагрузка на фильтрующий элемент определяется как:

$$g_n = \frac{M_2}{F}, \quad (11.7)$$

где M_2 – количество пыли, осевшей на фильтрующем элементе к моменту повышения сопротивления воздухоочистителя до 700 мм водяного столба.

11.4 Влияние впускного трубопровода на организацию процесса смесеобразования в цилиндрах ДВС

При разработке конструкции впускных трубопроводов особое внимание уделяют их простоте, технологичности и материалоемкости при обеспечении минимального гидравлического сопротивления. Размеры сечений впускных трубопроводов выбирают на основании эмпирических соотношений, а окончательная их доводка по величине аэродинамических потерь, экономичности, токсичности отработавших газов, пусковым и динамическим качествам ДВС, распределению свежего заряда по цилиндрам, работе ДВС при различных частотах вращения коленчатого вала, антидетонационным качествам и надежности в сочетании с фазами газораспределения проводится экспериментально.

Увеличение расхода воздуха, поступающего в цилиндр, можно получить используя динамические явления во впускной системе. Каждый поршень в начале процесса впуска создает импульс волны разрежения, которая распространяется во впускной системе и отражается от открытого конца трубопровода волной давления. Подбирая размеры системы таким образом, чтобы волна давления подходила к впускным органам во второй половине процесса впуска, можно получить избыточное давление перед ним. Дополнительное усилие импульса получают в результате резонансных явлений, устанавливая на впуске специально подобранные ресиверы и трубы.

Наиболее просто осуществляется доводка впускных систем с индивидуальными патрубками на каждый цилиндр, однако при фиксированных длинах и объемах ресиверов и труб настройка системы является эффективной только для определенного узкого диапазона режимов работы ДВС, на других же режимах такая настройка системы может оказать отрицательное влияние. Динамическая система наддува более громоздка, чем обычная, а необходимость ее регулирования значительно усложняет систему.

Выпускные трубопроводы ДВС можно разделить на трубопроводы для ДВС без наддува и с наддувом. Для ДВС с наддувом применяют трубопроводы с переменным (импульсным) и постоянным давлением. По конструкции их разделяют на охлаждаемые и неохлаждаемые. Выпускные трубопроводы ДВС без наддува выполняют цельными литыми из серого или жаростойкого чугуна.

Влияние впускной системы на работу ДВС в условиях неустановившихся режимов проявляется в характере неравномерности распределения воздушного заряда по цилиндрам. Непрерывное изменение для каждого из цилиндров, объединенных общим трубопроводом, сечения впускных органов и колебаний давления воздуха перед ними, зависящих от производительности турбокомпрессора и процесса наполнения предыдущего (по порядку работы) цилиндра, обуславливает различие в количествах поступающего в них воздуха.

11.5 Методика проведения испытаний по оценке влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС

Для оценки влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) мотор-тестер для определения расхода воздуха, расхода топлива и контроля температурного режима ДВС;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха);
- 4) фильтр воздушный ДВС чистый и отработавший ресурс (загрязненный).

При проведении испытаний необходимо выполнение следующих условий:

- 1) нагрузка на ДВС задается тормозным устройством испытательного моторного стенда посредством опускания ножей в емкость жидкостного реостата;
- 2) постоянный нормальный рабочий тепловой режим ДВС;
- 3) постоянное положение дроссельной заслонки;
- 4) переменная частота вращения коленчатого вала (достигается посредством изменения нагрузки на ДВС).

Моторные испытания по оценке влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования, на ДВС должен быть установлен новый воздушный фильтр;
- 2) запустить и прогреть ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_m = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 3) ввести ДВС в режим испытания: дроссельная заслонка в положении, обеспечивающем частоту вращения коленчатого вала 4000 мин^{-1} при нагрузке на ДВС, соответствующей заданию работы, тепловой режим ДВС нормальный;

- 4) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;
- 5) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение Д);
- 6) вторая и последующие экспериментальные точки снимаются при увеличении угла погружения ножей реостата в раствор в соответствии с протоколом испытаний, делается выдержка 1 мин и производится запись показаний всех измерительных устройств;
- 7) остановить ДВС, выключить оборудование, чистый воздушный фильтр снять и заменить на загрязненный;
- 8) повторить п.п. 2 – 6 для испытаний ДВС с загрязненным воздушным фильтром;
- 9) по окончании испытаний отключить нагрузочное устройство стенда от ДВС, установить дроссельную заслонку в положение, обеспечивающее работу ДВС на $n_{\min \text{ х.х.}}$ и остановить ДВС.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС, для ДВС с чистым и загрязненным воздушными фильтрами и оценить погрешности измерений.

2. Построить графики характеристик: $G_T = f_1(n)$; $G_g = f_2(n)$; $\eta_v = f_3(n)$; $g_e = f_4(n)$; $M_e = f_5(n)$; $N_e = f_6(n)$.

3. Провести анализ полученных графиков и сделать соответствующие выводы.

11.6 Контрольные вопросы

1. В чем заключается назначение системы впуска, основные ее элементы?
2. Как проявляется влияние системы впуска на сопротивление воздуха, поступающего в цилиндры ДВС?
3. В чем проявляется влияние воздушного фильтра на работу ДВС?
4. Какие показатели характеризуют эффективность работы воздушного фильтра?

5. Что понимается под гидравлическим сопротивлением воздушного фильтра?
6. Какое оказывают влияние впускные трубопроводы на показатели работы ДВС? В чем это влияние проявляется?
7. Какая требуется материально-техническая база для оценки влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС?
8. В какой последовательности проводится оценка влияния степени загрязненности воздушного фильтра на показатели работы ДВС?
9. Какое влияние оказывает степень загрязненности воздушного фильтра на мощностные и экономические показатели работы ДВС?

12 Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы

12.1 Общие положения

Целью подраздела является изучение методов и способов оценки текущего технического состояния элементов цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Задачами подраздела являются:

- получение представления о влиянии технического состояния ЦПГ на показатели работы ДВС, методах и способах оценки текущего технического состояния элементов ЦПГ;
- приобретение навыков проведения испытаний по оценке текущего технического состояния элементов ЦПГ;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

12.2 Общие сведения о влиянии текущего технического состояния элементов ЦПГ на показатели работы ДВС

В ДВС кривошипно-шатунный механизм (КШМ) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Детали КШМ делят на две группы – подвижные и неподвижные детали. К неподвижным относят блок цилиндров, который является базовой деталью ДВС и представляет собой общую отливку с картером, головка цилиндров, картер маховика и сцепления, масляный поддон, гильзы цилиндров (если есть), крышки блока, крепежные детали, прокладки крышек блока, кронштейны, полукольца коленчатого вала. К подвижным относят поршень с поршневыми кольцами, поршневой палец, шатун, коленчатый вал с подшипниками или кривошип, маховик. Цилиндр ДВС и поршень с поршневыми кольцами и пальцем образуют ЦПГ. Назначение ЦПГ – восприятие поршнем при рабочем ходе силы давления газов и передача ее через шатун коленчатому валу. Поршневые кольца, компрессионные и маслосъемные, установленные на поршне, снижают

прорыв газов из цилиндра в картер и снимают излишки масла со стенок цилиндров соответственно.

В процессе работы ДВС происходит неизбежное изнашивание трущихся деталей, которое ведет к изменению технического состояния и работоспособности ДВС, от которых во многом зависит их надежность. Основными показателями изношенности ДВС считают угар и давление моторного масла, прорыв газов в картер и интенсивность изнашивания деталей. К показателям, являющимся следствием первых, относят мощность, расход топлива и пусковые качества ДВС, а также соответствие нормам токсичности и дымности отработавших газов, шуму и вибрации. На характер изменения этих показателей оказывают износы деталей КШМ и газораспределительного механизма. Одним из основных критериев износа деталей ЦПГ является повышенный расход масла на угар, который сопровождается повышенным прорывом картерных газов, увеличением давления в картере и усилением дымления. Например, расход масла зависит главным образом от увеличения зазора между маслосъемным кольцом и канавкой поршня (рисунок 12.1), когда кольцо не может плотно прилегать к опорным торцевым поверхностям поршня, перемещение кольца в осевом направлении увеличивается, что приводит к повышенному перекачиванию масла.

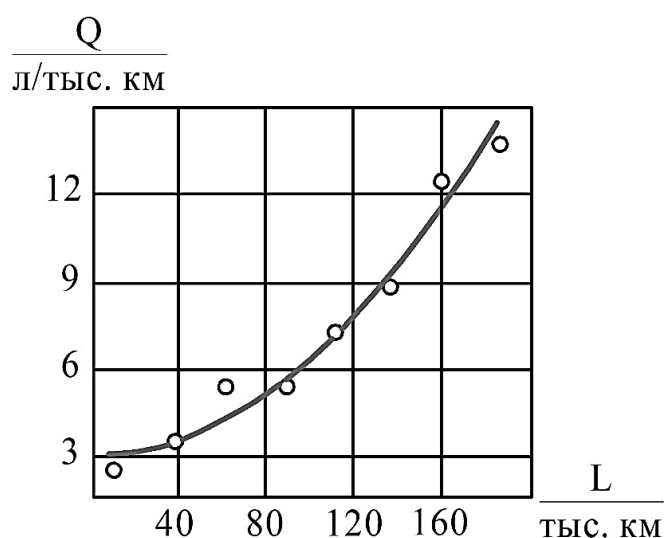


Рисунок 12.1 – Зависимость расхода масла Q от пробега L автомобиля

Прорыв картерных газов главным образом зависит от зазора между компрессионными кольцами и канавкой поршня, деформации уплотняющих деталей и увеличении зазора между выпускными клапанами и направляющими втулками, а существенное увеличение прорыва картерных газов происходит при вибрации колец.

Увеличение прорвавшихся в картер газов вызывает снижение мощности и повышение удельного расхода топлива, повышение температуры деталей ЦПГ, потерю упругости колец, повышенный износ цилиндров и колец, загрязнение моторного масла и образование осадков и отложений на деталях, коксование масла в канавках поршня и поршневых кольцах с последующей потерей подвижности колец, ухудшение системы вентиляции, потерю масла из картера через систему вентиляции и сальниковые уплотнения. Все это ухудшает нормальную работу ДВС и резко снижает их работоспособность, поэтому обеспечение хорошей плотности прилегания компрессионных и маслосъемных колец к цилиндрам и поршневым канавкам является залогом нормальной работы ДВС.

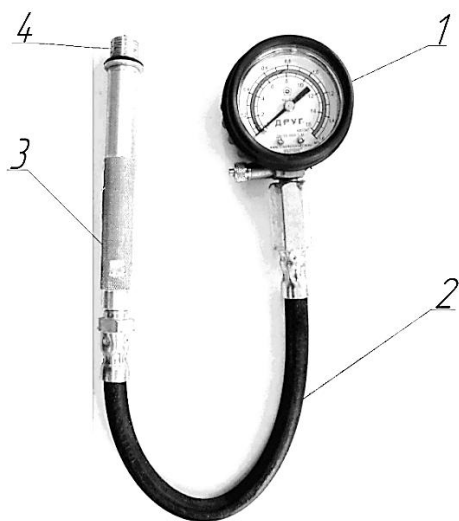
На мощностные и экономические показатели ДВС износ деталей ЦПГ оказывает незначительное влияние, так как основную роль в снижении данных показателей играет изменение рабочих параметров систем питания и зажигания. Вместе с тем, повышенный износ деталей ЦПГ оказывает значительное влияние на пусковые качества ДВС, и в большей степени дизельных ДВС, так как при пуске, особенно холодном, не обеспечивается достаточная для воспламенения топлива температура заряда в конце такта сжатия из-за значительных утечек части заряда в картер.

12.3 Определение текущего технического состояния деталей ЦПГ

Так как детали ЦПГ являются составной частью КШМ и находятся внутри ДВС, оценка их геометрических размеров на соответствие нормативным возможна только микрометрированием деталей при разборке ДВС, что влечет к большим затратам времени и является трудоемким процессом.

Вместе с тем, в настоящее время разработаны различные методы и способы безразборной оценки текущего технического состояния как ДВС в целом, так и отдельных механизмов и систем, называемые *диагностированием*. Диагностирование технического состояния ЦПГ относится к локальной системе технического диагностирования. Техническое состояние сопряжений ЦПГ зависит от структурных параметров цилиндра (износа, изменения геометрической формы), колец (износа, поломки, закоксовывания, потери упругости), поршня (износа).

Наиболее распространенным способом диагностирования данной группы сопряжений является определение герметичности надпоршневых объемов цилиндров ДВС по давлению воздуха в цилиндре в конце такта сжатия (так называемой «компрессии»). Прибор, применяемый для измерения давления в конце такта сжатия, называется компрессометр. Компрессометр – это манометр с запорным клапаном, который предотвращает при проворачивании коленчатого вала сбрасывание давления, создаваемое поршнем. На рисунке 12.2 представлен пример универсального компрессометра ДМ 02-050-1М, состоящего из манометра 1, гибкого шланга 2 для более удобного доступа к свечным колодцам на разных ДВС и сменной трубки 3 для различных диаметров свечных колодцев ДВС с запорным клапаном 4



1 – манометр; 2 – гибкий шланг; 3 – сменная трубка; 4 – запорный клапан

Рисунок 12.2 – Компрессометр ДМ 02-050-1М

Определение давления в конце такта сжатия проводят в определенной последовательности при соблюдении следующих условий:

- 1) проверить и при необходимости отрегулировать тепловые зазоры в клапанах, аккумуляторная батарея должна быть полностью заряжена;
- 2) запустить и прогреть ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_{м} = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 3) отключить систему зажигания (снять клеммы с катушек зажигания) и предотвратить подачу топлива (обесточить реле бензонасоса);
- 4) очистить свечные ниши от пыли и снять наконечники проводов, вывернуть все свечи зажигания;
- 5) подсоединить компрессометр к первому цилиндру и при полностью открытой дроссельной заслонке провернуть коленчатый вал стартером в течение 5 секунд, пока не установится максимальное показание на приборе, которое следует зафиксировать;
- 6) поочередно проверить давление в конце такта сжатия в остальных цилиндрах ДВС;
- 7) вернуть все в первоначальное положение.

С распространением ДВС с электронным блоком управления (ЭБУ) появилась возможность оценки относительной компрессии на работающем ДВС с помощью различных мотор-тестеров. В данной работе используется Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс, позволяющий определять «цилиндровый баланс». «Цилиндровый баланс» – вид испытаний ДВС, позволяющий оценить вклад каждого цилиндра в общую работу ДВС посредством поочередного отключения форсунок системы питания на заданном режиме частоты вращения коленчатого вала, отключая тем самым цилиндр из работы ДВС. Отключение форсунок проводится по четыре раза для более точного определения значений. По падению частоты вращения коленчатого вала проводится анализ и выводятся на монитор результаты испытаний, которые представлены в виде гистограммы, показывающей в процентном соотношении вклад каждого цилиндра в работу ДВС.

Для проведения данного вида испытаний необходимо выполнить ряд

последовательных действий:

- 1) подключить к ЭБУ ДВС Мотор-Тестер МТ10КМ Плюс, включить все необходимое оборудование и запустить программное обеспечение к мотор-тестеру;
- 2) включить зажигание и определить тип ДВС и ЭБУ;
- 3) запустить и прогревать ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_{м} = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 4) в режиме «Сканер» выбрать режим «Испытания» и перейти в режим «Цилиндровый баланс»;
- 5) мотор-тестер автоматически запустит программу испытаний;
- 6) после окончания испытаний остановить ДВС, отключить и выключить оборудование.

Определение текущего технического состояния ЦПГ с помощью мотор-тестеров отличается простотой и малой трудоемкостью. Вместе с тем, на результаты испытаний довольно часто оказывают влияние посторонние факторы, которые вносят определенную погрешность и не позволяют объективно оценить состояние деталей ЦПГ. Для более детальной и достоверной диагностики деталей ЦПГ был разработан и применяется в настоящее время прибор АГЦ-2 («анализатор герметичности цилиндров – 2»).

Прибор АГЦ-2 позволяет:

- дифференцированно и достоверно определять состояние ЦПГ любого ДВС;
- контролировать состояние цилиндров, поршней, поршневых колец, впускных и выпускных клапанов;
- определять техническое состояние маслосъемных колпачков, степень износа цилиндровых гильз, закоксовывания поршневых колец и неисправности клапанов газораспределения.

Данный прибор замеряет два параметра: Р1 – величину полного вакуума в цилиндре; Р2 – величину остаточного вакуума в цилиндре.

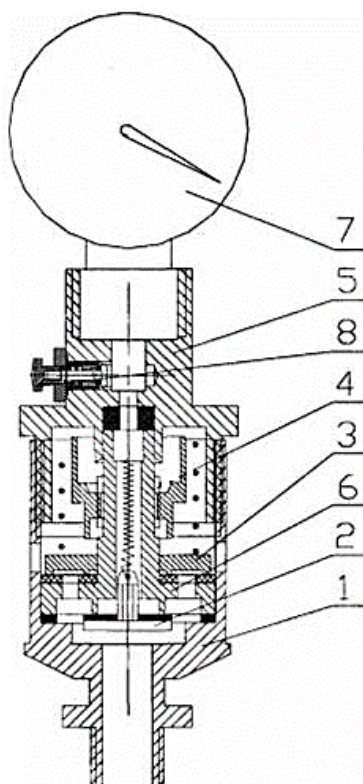
Величину максимального разрежения в цилиндре, которое способна создать ЦПГ, называют полным (полезным) вакуумом (Р1). Благодаря эффекту масляного клина, величина полного вакуума при удовлетворительном состоянии гильзы

цилиндра и герметичности клапанов не бывает ниже определенного значения ($P_{1\min}$) для каждого типа ДВС и практически не зависит от состояния поршневых колец. Поэтому в зависимости от величины полного вакуума (P_1) можно сделать вывод о состоянии гильзы цилиндра (эллипсность, наличие задиров).

Величину потерь давления рабочего тела в цилиндре ДВС при максимальном давлении в цилиндре называют остаточным (паразитным) вакуумом (P_2). При удовлетворительном состоянии гильзы цилиндра и герметичности клапанов величина остаточного вакуума характеризует состояние поршневых колец – степень износа, залегание (закоксовка), поломку перемычек на поршне, поломку колец. Пневмоплотность закрытия клапанов, а также наличие трещин в днище поршня, в головке блока ДВС в большей мере влияет на значение величины соотношения P_1/P_2 , соответственно в случае пониженного значения величины P_1/P_2 от номинально допустимых, можно выявить неполадки, связанные с клапанами, трещинами в деталях. Причем степень расхождения с номинальными значениями P_1/P_2 позволяет разделить негерметичность клапанов или же трещины в деталях.

АГЦ-2 имеет следующую конструкцию (рисунок 12.3): в нижней части корпуса прибора 1 размещен клапанный механизм, в корпусе клапана 6 которого находится вакуумный клапан 2 и подвижный элемент 3 с пружиной 4. В верхней части корпуса 5 расположены уравнильный клапан 8 и вакуумметр 7. Подсоединение АГЦ-2 к проверяемому цилиндру осуществляется через свечное отверстие или форсуночное отверстие посредством переходного устройства, соответствующего посадочному диаметру свечи или форсунки испытуемого ДВС.

Замер полного вакуума (P_1) происходит следующим образом: при движении поршня вверх на такте сжатия (рисунок 12.4) рабочее тело через редукционный клапан практически полностью выталкивается из камеры сгорания в атмосферу. После ВМТ поршень начинает двигаться вниз, редукционный клапан закрывается и в цилиндре создается разрежение. Посредством вакуумного клапана фиксируется максимальное значение разрежения, которое способна создать ЦПГ в данном цилиндре. Значение величины полного вакуума (P_1) фиксируется на вакуумметре.



1 – нижняя часть корпуса; 2 – вакуумный клапан; 3 – подвижный элемент; 4 – пружина; 5 – верхняя крышка корпуса; 6 – корпус клапана; 7 – вакуумметр; 8 – уравнивающий клапан

Рисунок 12.3 – Конструкция прибора «Анализатор герметичности цилиндров – 2» АГЦ-2

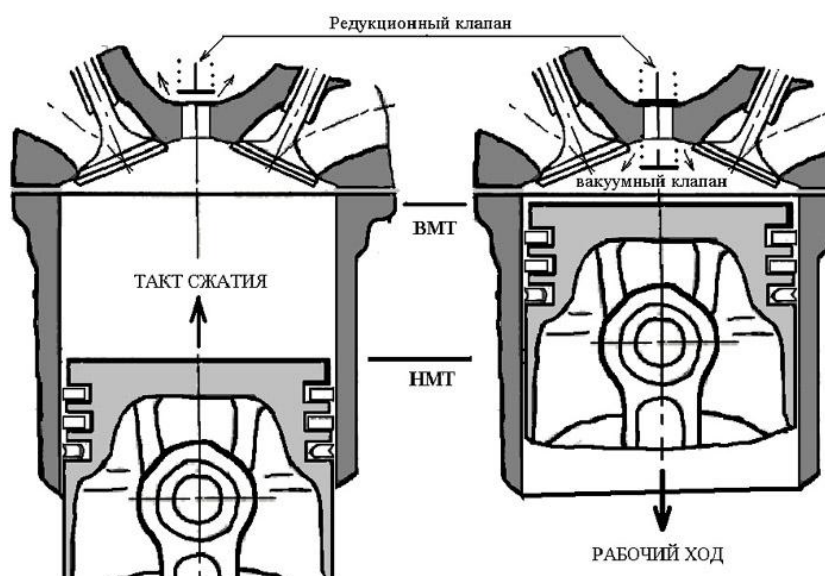


Рисунок 12.4 – Схема замера полного вакуума (-P1)

Если при движении поршня вверх (рисунок 12.5) на такте сжатия надпоршневое пространство будет перекрыто, то есть в камере сгорания будет нагнетаться максимальное давление, то часть рабочего тела через поршневые кольца будет проникать в картер ДВС, соответственно масса рабочего тела в начале такта сжатия в конце такта рабочего хода будет уменьшаться на величину утечек Δm через поршневые кольца. Эта величина на рисунке 12.5 обозначена как h . Соответственно, не доходя h до НМТ в цилиндре будет возникать разрежение, которое фиксируется вакуумным клапаном, и величина которого снимается с показания вакуумметра.

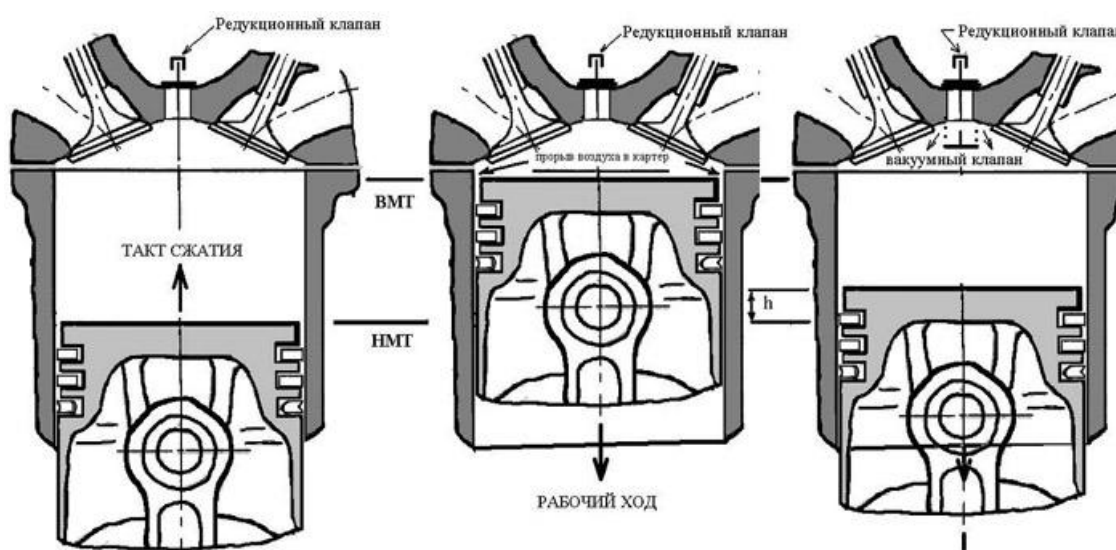


Рисунок 12.5 – Схема замера остаточного вакуума (-P2)

Во время замера (P2) прибором АГЦ необходимо, перед тем, как начать вращение коленчатого вала, нажать на кнопку сброса и держать 3 секунды после начала вращение коленчатого вала. Отпустив кнопку сброса, отследить значение (P2) на вакуумметре. Это необходимо делать потому, что во время остановки ДВС до подключения АГЦ к цилиндру поршень может находиться выше НМТ на такте сжатия, т.е. начал движение вверх, или при движении вниз на рабочем ходе не опустился до НМТ. Если не открывать клапан сброса в этих ситуациях, то вакуумный клапан зафиксирует часть значения полного вакуума (P1), что как правило, значительно больше по величине, чем значение остаточного вакуума (P2).

Более того, в процессе замера (P2) рекомендуется несколько раз подряд сбросить показания нажатием кнопки сброса для подтверждения значения (P2), зафиксированного на вакуумметре, в процессе вращения коленчатого вала.

Порядок диагностирования текущего технического состояния ЦПГ проводится в следующем порядке:

1) запустить и прогреть ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_{м} = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;

2) выкрутить свечи (форсунки) из всех цилиндров;

3) отключить систему зажигания и питания;

4) присоединить переходное устройство к свечным (форсуночным) отверстиям и соединить АГЦ-2 с переходным устройством, после чего посредством стартера проворачивать коленчатый вал в течение 3 секунд и зафиксировать величину полного вакуума (P1). Произвести аналогично измерения полного вакуума в остальных цилиндрах ДВС;

5) перекрыть редукционный клапан для обеспечения измерения остаточного вакуума (P2), соединить с переходным устройством, ввернутым в свечное (форсуночное) отверстие, после чего посредством стартера проворачивать коленчатый вал в течение 8 секунд, при этом в течении прокрутки три раза нажимать кнопку сброса и зафиксировать величину (P2) остаточного вакуума. Произвести аналогично измерения остаточного вакуума в остальных цилиндрах ДВС;

6) после проведения диагностирования установить свечи (форсунки) обратно, включить систему зажигания и питания.

Как было отмечено выше, минимальное значение полного вакуума при плотно закрытых клапанах не зависит от состояния поршневых колец благодаря эффекту «масляного клина». В свою очередь, величина (P2) при плотно закрытых клапанах отражает количество утечек через поршневые кольца, т.е. характеризует пневмоплотность поршневых колец. Пневмоплотность закрытия клапанов, а также наличие трещин, влияет на величину (P1) и (P2) одновременно.

Для удобства диагностики составлены диаграммы состояния ЦПГ для

различных типов ДВС. На диаграмме состояния элементов ЦПГ, учитывая выше изложенное, выделены зоны состояния элементов ЦПГ в зависимости от значений (P1) и (P2). Зная значения (P1) и (P2) в конкретном цилиндре и сопоставив значения с диагностической диаграммой (рисунок 12.6) можно быстро и достоверно оценить состояние элементов ЦПГ.

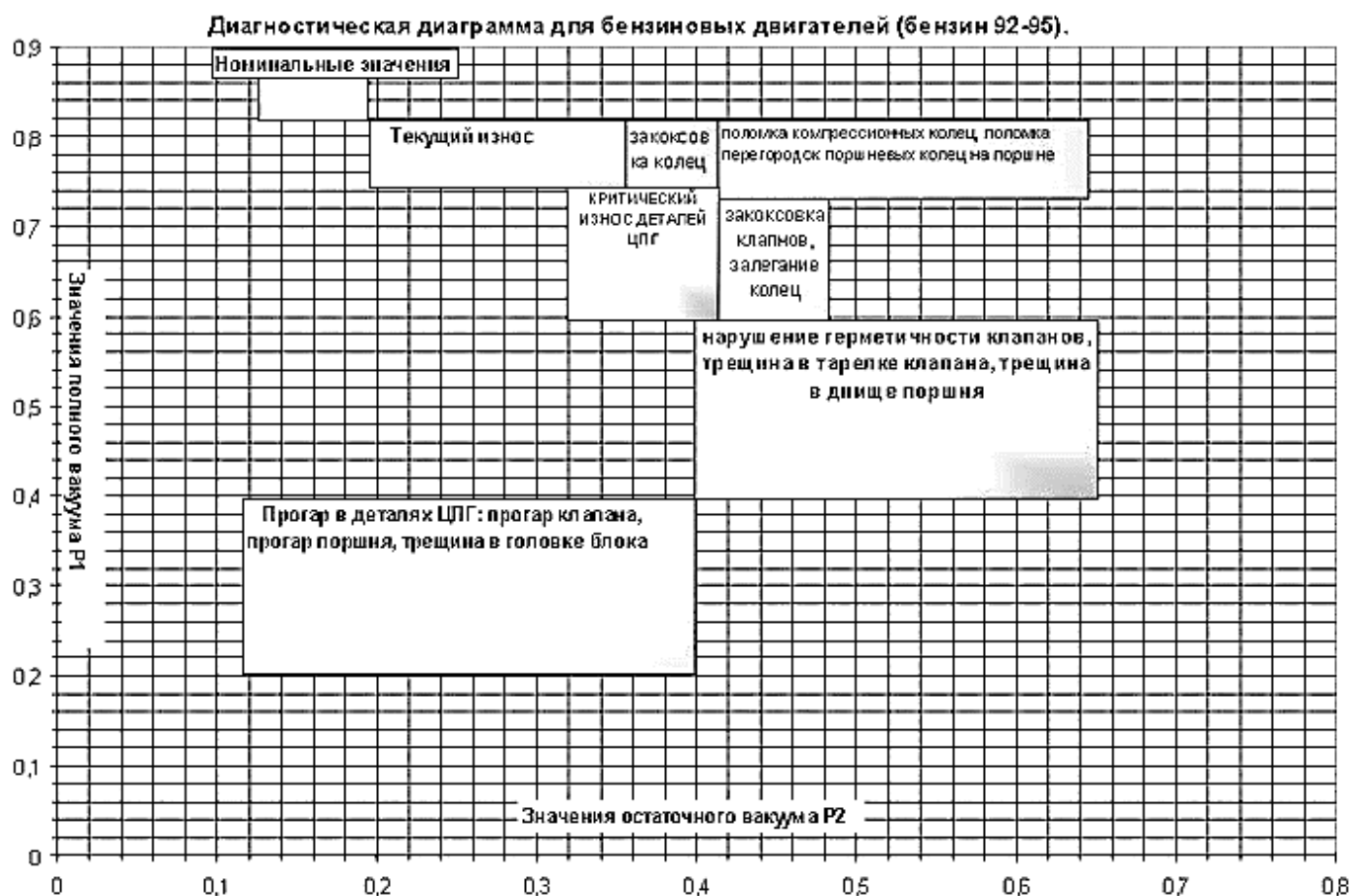


Рисунок 12.6 – Диагностическая диаграмма для бензиновых ДВС

12.4 Методика проведения оценки текущего технического состояния деталей ЦПГ

Для оценки текущего технического состояния деталей ЦПГ ДВС требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС;

2) мотор-тестер для проведения испытаний «Цилиндровый баланс», компрессометр для замера давления в цилиндре в конце такта сжатия; АГЦ-2 для замера полного и остаточного вакуума в цилиндре;

3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха).

При оценке текущего технического состояния деталей ЦПГ необходимо выполнение следующих условий:

1) положение дроссельной заслонки определяется исходя из задания по работе;

2) ДВС должен быть прогрет.

Оценку текущего технического состояния деталей ЦПГ необходимо проводить в следующей последовательности:

1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;

2) запустить и прогревать ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_m = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;

3) остановить ДВС и выкрутить свечи из цилиндров;

4) провести замер давления в конце такта сжатия компрессометром по описанной в п. 12.3 методике во всех цилиндрах ДВС и зафиксировать полученные значения в протоколе испытаний (приложение Е);

5) установить свечи и запустить ДВС для повторного прогрева до рабочей температуры;

6) на работающем ДВС провести испытания в режиме «Цилиндровый баланс» с помощью мотор-тестера и зафиксировать результаты в протоколе испытаний;

7) остановить ДВС и выкрутить свечи из цилиндров;

8) провести замер полного и остаточного вакуума с помощью АГЦ-2 по описанной в п. 12.3 методике во всех цилиндрах ДВС и зафиксировать полученные значения в протоколе испытаний;

9) установить свечи в ДВС, отключить измерительное оборудование;

10) провести анализ полученных результатов испытаний.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, провести анализ полученных результатов.

2. Анализ проводится путем сравнения результатов замеров давления в конце такта сжатия по каждому из цилиндров, результатов вклада в работу ДВС каждого цилиндра, полученных с помощью мотор-тестера в режиме «Цилиндровый баланс» и результатов замеров полного и остаточного вакуума в каждом цилиндре.

12.5 Контрольные вопросы

1. По каким основным показателям оценивают текущее техническое состояние ЦПГ?

2. Как влияет текущее техническое состояние ЦПГ на показатели работы ДВС?

3. Какие существуют способы и методы диагностирования деталей ЦПГ?

4. Каково назначение и принцип работы компрессометра?

5. Каков порядок диагностирования ЦПГ с помощью компрессометра?

6. Каков порядок диагностирования ЦПГ с помощью мотор-тестера в режиме «Цилиндровый баланс»?

7. Каково назначение и принцип работы АГЦ-2?

8. Каков порядок диагностирования ЦПГ с помощью АГЦ-2?

9. Какова методика оценки текущего технического состояния деталей ЦПГ?

10. Как проводится анализ результатов испытаний по оценке текущего технического состояния деталей ЦПГ?

13 Оценка влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала

13.1 Общие положения

Целью подраздела является закрепление теоретического материала на практике по влиянию режимов работы ДВС на условия смазки подшипников коленчатого вала (ПКВ).

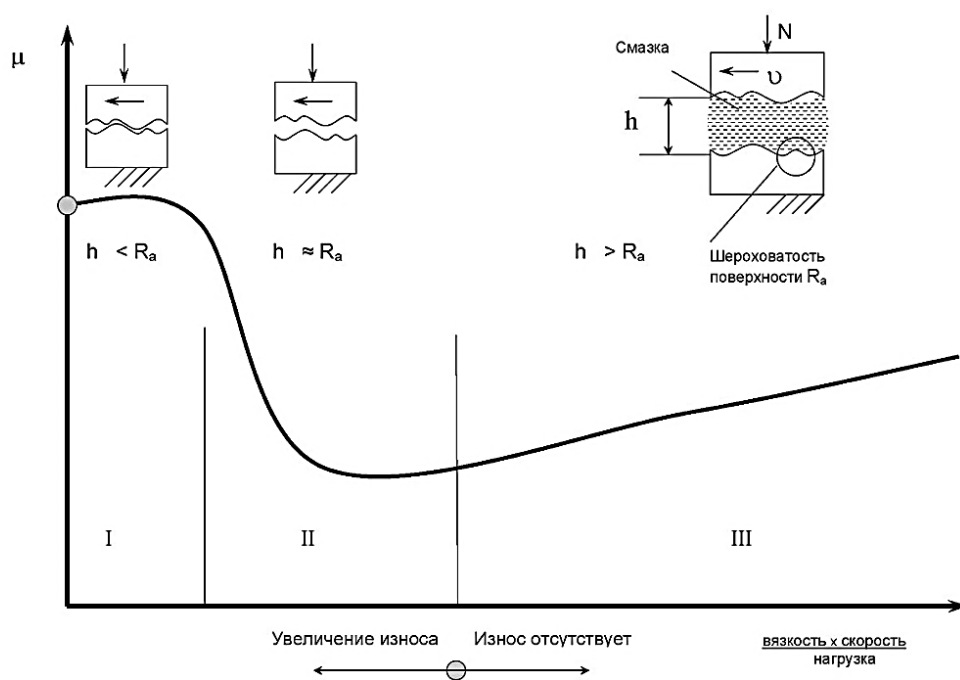
Задачами подраздела являются:

- получение представления о влиянии режимов работы ДВС на протекание смазочного процесса в ПКВ;
- умение проведения испытаний по оценке влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ;
- умение обработки полученных результатов испытаний и их анализ.

13.2 Общие сведения о протекании смазочного процесса в ПКВ при работе ДВС

Поверхности сопряженных деталей ДВС отличаются высокой точностью и чистотой обработки, однако на них остаются микроскопические неровности, которые при перемещении одной детали по другой создают силу, сопротивляющуюся перемещению, - силу трения. Она зависит от точности обработки трущихся поверхностей, давления и относительной скорости перемещения деталей, а на ее преодоление затрачивается до 15 % мощности ДВС. Для снижения трения у соприкасаемых деталей между ними вводят слой масла, что позволяет образовать жидкостное трение (трение между частицами масла), значительно снижающее силу трения и износ деталей, а также предохранить детали от коррозии, охлаждать детали проходящим между ними маслом и уносить продукты износа из зоны контакта.

Группой подвижных сопряжений, определяющих ресурс ДВС и наиболее требовательных к стабильности смазочного процесса являются подшипники и шейки коленчатого вала. Конструктивно подшипники скольжения спроектированы для работы в режиме жидкостной смазки, однако такой вид смазки характерен не для всех режимов работы ДВС. В общем случае, режимы смазки – это условия работы смазываемых деталей, характеризующие их контактное взаимодействие при трении. Режимы смазки удобно рассматривать при помощи диаграммы Герси-Штрибека (рисунок 13.1), в которой коэффициент трения μ связан с характеристикой режима смазки (вязкостью, скоростью – v и нагрузкой – N) сопряжения. Различают граничный (контактное взаимодействие), смешанный (переходный смазочный процесс) и гидродинамический (жидкостное трение) режимы смазки.



I – граничный режим смазки; II – смешанный режим смазки;
III – гидродинамический режим смазки

Рисунок 13.1 – Диаграмма Герси-Штрибека

При граничной смазке (I) поверхности сопряжения контактируют между собой таким образом, что толщина смазочного слоя значительно меньше величины шероховатости поверхностей. Износ поверхностей обусловлен физико-химическими взаимодействиями, происходящими на пятнах фактического контакта поверхностей. В режиме граничной смазки ПКВ работают при запуске ДВС, когда в системе смазки отсутствует давление и моторное масло не поступает к парам трения или создаются настолько неблагоприятные условия работы ДВС (очень высокая нагрузка, повышенная температура моторного масла, пониженная вязкость моторного масла, недостаточное давление в системе смазки), что происходит полное разрушение масляного клина и коленчатый вал имеет постоянный контакт с ПКВ.

При смешанном режиме смазки (II) участки поверхностей находятся в режиме гидродинамической и граничной смазки. Расстояние между поверхностями сравнимо с величиной их шероховатости. То есть ПКВ работают в режиме переходного смазочного процесса, когда происходит поочередная смена контактного взаимодействия и жидкостного трения. Переходный смазочный процесс при работе ДВС возникает в основном на неустановившихся режимах работы, то есть при резких изменениях нагрузки на ДВС и частоты вращения коленчатого вала, а также резком снижении давления в системе смазки и вязкости моторного масла.

При гидродинамическом режиме смазки (III) поверхности сопряжения полностью разделены слоем смазочного материала. Толщина слоя смазки (h) значительно больше величины шероховатости поверхностей (R_a). Износ поверхностей отсутствует. Гидродинамический режим смазки в ПКВ обычно характерен для установившихся режимов работы ДВС при выполнении следующих условий: нормальное давление, температура и вязкость моторного масла в системе смазки, частота вращения коленчатого вала и нагрузка на ДВС обеспечивают образование масляного клина.

13.3 Методика проведения испытаний по оценке влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ

В данной работе предполагается проведение оценки влияния нагрузки на ДВС при работе на параметры смазочного процесса в ПКВ.

Для проведения испытаний требуется следующая материально-техническая база:

- 1) испытательный моторный стенд с установленным на нем ДВС и оборудованный системами измерения параметров работы ДВС;
- 2) АСОСП для определения параметров смазочного процесса;
- 3) приборы для определения параметров окружающей среды (барометр для определения атмосферного давления, термометр для определения температуры окружающего воздуха).

При проведении испытаний необходимо выполнение следующих условий:

- 1) частота вращения коленчатого вала переменная (исходя из задания по работе);
- 2) постоянный нормальный рабочий тепловой режим ДВС;
- 3) нагрузка на ДВС переменная и регулируется путем изменения положения дроссельной заслонки и регулировкой тормозного момента на тормозном устройстве.

Моторные испытания по оценке влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) проверить готовность ДВС к пуску и работоспособность измерительного оборудования;
- 2) запустить и прогреть ДВС до рабочих температур охлаждающей жидкости $t_{ож} = (90 \pm 5) ^\circ\text{C}$ и масла $t_m = (80 \pm 5) ^\circ\text{C}$;
- 3) ввести ДВС в режим работы, соответствующий началу испытаний: частота вращения – заданная, нагрузка на тормозном устройстве заданная, положение дроссельной заслонки – обеспечивающее получение заданной частоты вращения коленчатого вала;

- 4) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;
- 5) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний (приложение Ж);
- 6) несколько увеличить открытие дроссельной заслонки, установить заданную частоту вращения коленчатого вала, соответствующую следующей экспериментальной точке;
- 7) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин;
- 8) произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний;
- 9) аналогично провести замеры параметров для всех экспериментальных точек для заданного уровня нагрузки;
- 10) увеличить нагрузку на ДВС регулировкой тормозного устройства стенда, установить частоту вращения коленчатого вала изменением положения дроссельной заслонки, соответствующую начальной экспериментальной точке (исходя из задания по работе);
- 11) выдержать ДВС на установленном режиме работы не менее 1 мин и произвести запись показаний всех измерительных устройств в протокол испытаний;
- 12) аналогично провести замеры параметров для всех экспериментальных точек для установленного уровня нагрузки.

Аналогичным образом, постепенно увеличивая открытие дроссельной заслонки, снять все остальные экспериментальные точки для заданных частот вращения коленчатого вала для каждого нагрузочного режима. Во время проведения моторных испытаний следить за стабильностью теплового режима работы ДВС.

1. На основании занесенных в протокол показаний измерительных приборов и устройств, произвести подсчет величин, характеризующих работу ДВС и смазочный процесс в ПКВ.

2. Построение графических зависимостей производится в следующей последовательности:

- строятся зависимости параметра $L_k = f_1(n)$ для каждого режима нагружения ДВС;

- строятся зависимости $N_e = f_2(n)$ для каждого режима нагружения ДВС;
- далее, исходя из номинально мощности испытываемого ДВС определяются уровни мощности, соответствующие от 10 % до 50 % с шагом в 10 %, по значениям которой определяется взаимопересечение кривых N_e и L_k по соответствующему уровню нагружения ДВС;
- исходя из полученных значений, строятся зависимости $L_k = f_3(n)$ по уровню текущей мощности ДВС.

3. Провести анализ графиков текущей мощности N_e и параметра смазочного процесса L_k и сделать соответствующие выводы о влиянии нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ.

13.4 Контрольные вопросы

1. Вследствие каких процессов возникает сила трения при работе ДВС?
2. Что характеризует диаграмма Герси-Штрибека?
3. Какие виды протекания смазочного процесса существуют и при каких условиях они возникают?
4. По каким параметрам в данной работе проводится оценка смазочного процесса в ПКВ?
5. Какая техническая база необходима для проведения оценки влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ и какие условия должны соблюдаться?
6. В какой последовательности проводятся моторные испытания по оценке влияния нагружения ДВС на параметры смазочного процесса в ПКВ?

Заключение

Авторский коллектив надеется, что в результате изучения дисциплины «Автомобильные двигатели» студент:

- имеет представление:

об истории развития и типах автомобильных двигателей, требованиях, предъявляемых к ним;

о теоретических основах работы автомобильных двигателей;

о режимах работы автомобильных двигателей, основах их испытаний и диагностирования;

о возможности применения альтернативных видов топлива для автомобильных двигателей;

- знает:

объект (автомобильные двигатели) и предмет курса (теория, расчет, конструирование автомобильных двигателей и их систем, испытание);

топливо, рабочее тело, необходимое для осуществления рабочего цикла двигателя, и их свойства;

методы расчета основных показателей процессов газообмена, сжатия, сгорания и расширения рабочего цикла двигателя;

индикаторные и эффективные показатели автомобильного двигателя;

методы расчета параметров автомобильного двигателя;

способы снижения расхода топлива;

способы снижения токсичности отработавших газов;

методики расчета силовых факторов, действующих в кривошипно-шатунном механизме

методики расчетов основных деталей двигателя и его систем;

порядок компоновки автомобильного двигателя;

- умеет:

использовать методы расчета рабочего цикла двигателя;

определять на основе исходных данных показатели работы и основные параметры автомобильных двигателей, составлять тепловой баланс двигателя;

определять основные характеристики автомобильных двигателей;

экспериментально определять основные характеристики топливopодающей аппаратуры дизельных двигателей;

оценивать надежность проектируемого двигателя, подбирать транспортное средство к проектируемому двигателю;

разрабатывать мероприятия по экономии топлива и снижения токсичности отработавших газов;

использовать прикладные программы для расчета автомобильных двигателей.

Список использованных источников

1. Авдонькин, Ф.Н. Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации / Ф.Н. Авдонькин. – Саратов: Саратовский Университет, 1973. - 192 с.
2. Автомобильные двигатели. /Под ред. М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
3. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний.- Взамен ГОСТ 14846-69 ; введ. 1981–06–24. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 43 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. /Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование /Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 319 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. /Под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1984.– 384 с.
7. Дмитриевский, А.В. Автомобильные бензиновые двигатели / А.В. Дмитриевский. – М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2005. – 127 с.
8. Железко, Б.Е. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей / Б.Е. Железко. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.
9. Испытание автомобильных двигателей: стендовые испытания [Электронный ресурс]: методические указания / Р. Ф. Калимуллин, С. Ю. Коваленко. - Оренбург: ОГУ, 2018. - 51 с.
10. Испытание автомобильных двигателей: техническая база испытаний [Электронный ресурс]: методические указания / Р. Ф. Калимуллин, С. Ю. Коваленко. - Оренбург : ОГУ, 2018. - 57 с.
11. Испытание автомобильных двигателей: эксплуатационные испытания [Электронный ресурс]: методические указания / С. Ю. Коваленко, Р. Ф. Калимуллин. - Оренбург: ОГУ, 2018. - 60 с.

12. Калимуллин, Р.Ф. Научные основы поддержания работоспособности автомобильных двигателей методами трибодиагностики: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10 / Р. Ф. Калимуллин. - Оренбург , 2016. - 292 с.

13. Коваленко, С. Ю. Повышение долговечности автомобильных двигателей обеспечением приспособленности их к режиму пуска: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / С. Ю. Коваленко. - Оренбург , 2009. - 127 с.

14. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов/ – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.

15. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.: Машиностроение, 1979. – 392 с.

16. Новые Технологические Системы [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.nppnts.ru> (дата обращения: 15.12.2017 г.).

17. Понизовкин, А.Н. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО"ТРАНСКОСАЛТИНГ", НИИАТ, 1994. – 779 с.

18. Попык, К.Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1973. – 400 с.

19. Прокопенко, Н.И. Экспериментальные исследования двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие для вузов / Н.И. Прокопенко. – СПб.: Издательство «Лань», 2010. – 592 с.

20. Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учеб. для вузов / И. Я. Райков. - М. : Высш. шк., 1975. - 320 с. - Библиогр.: с. 315-317.

21. Расчет автомобильных двигателей. Ч. 1. Тепловой расчет и динамический расчеты двигателя [Электронный ресурс]: метод. указания к курсовому проектированию / Р. Ф. Калимуллин, С. В. Горбачев, С. В. Баловнев. - Оренбург : ГОУ ОГУ, 2004.

22. Расчет автомобильных двигателей. Ч. 2. Расчеты основных деталей и систем двигателя. Конструирование двигателя [Электронный ресурс] : метод. указания к курсовому проектированию / Р. Ф. Калимуллин, С. В. Горбачев, С. В. Баловнев. - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004.

23. Суркин, В.И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей. Курс лекций: учебное пособие. - СПб.: Издательство «Лань», 2013. - 304 с.

24. Тарасик, В.П. Теория автомобилей и двигателей: учебное пособие [Электронный ресурс] / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. - М.: НИЦ Инфра-М; Мн.: Нов. знание, 2013. - 448 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=367969>.

25. Тепловой расчет автомобильных газовых двигателей [Электронный ресурс]: метод. указания к курсовому проектированию / Р. Ф. Калимуллин, С. В. Горбачев, А. А. Филлипов. - Оренбург : ГОУ ОГУ, 2007.

26. Туревский, И.С. Теория двигателя: учеб. пособие / И.С. Туревский. – М.: Высш. шк., 2005. – 238 с.

27. Хорош, А.И. Дизельные двигатели транспортных и технологических машин: учебное пособие для вузов / А.И. Хорош, И.А. Хорош. – СПб.: Издательство «Лань», 2012. – 704 с.

28. Центр новейших технологий [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.cnt-moscow.ru> (дата обращения: 17.12.2017 г.).

Приложение А (обязательное)

Таблица А.1 - Протокол проведения испытаний

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹														
	xx		1000		1300		1600		1900		2200		2500	
α _{др} , °														
	нач.		нач.		нач.		нач.		нач.		нач.		нач.	
G, л/ч	1		1		1		1		1		1		1	
	2		2		2		2		2		2		2	
	3		3		3		3		3		3		3	
CO														
CH														

П р и м е ч а н и е: $\alpha_{др}$ – угол открытия дроссельной заслонки, °;
G – мгновенный расход топлива во время одного замера ($\Delta T=30$ с), определяемый мотор-тестером, л/ч.

Приложение Б

(обязательное)

Таблица Б.1 – Протокол проведения испытаний

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹									
	1600			1800			2000		
Р _у , кгс									
G, л/ч	нач.			нач.			нач.		нач.
	1			1			1		1
	2			2			2		2
	3			3			3		3
CO									
CH									

П р и м е ч а н и е: $\alpha_{\text{реост}}$ – угол опускания пластин реостата в раствор, °. При проведении испытаний составляет $\alpha_{\text{реост}} = 40^\circ$

G – мгновенный расход топлива во время одного замера ($\Delta T = 30$ с), определяемый мотор-тестером, л/ч.

Приложение В (обязательное)

Таблица В.1 – Протокол проведения испытаний

$\alpha_{др}, ^\circ$	5°		20°		35°		50°		65°		80°	
$P_y, кгс$	-											
$G, л/ч$	нач.		нач.		нач.		нач.		нач.		нач.	
	1		1		1		1		1		1	
	2		2		2		2		2		2	
	3		3		3		3		3		3	
СО												
СН												

Примечания: $\alpha_{др}$ – угол открытия дроссельной заслонки, °;
 G – мгновенный расход топлива за время одного замера ($\Delta T=30$ с), определяемый мотор-тестером, л/ч.
Частота вращения коленчатого вала при испытании устанавливается и=7500 мин⁻¹

Приложение Г **(обязательное)**

Таблица Г.1— Протокол проведения испытаний

Время прогрева, мин	$t_{ож},\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{м},\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{м},\text{ МПа}$	$P_{жс}$	N	$G_{т},\text{ л/час}$	$G_{в},\text{ кг/час}$	$n,\text{ мин}^{-1}$	CO	CH
0										
0,5										
1										
1,5										
2										
2,5										
3										
3,5										
.....										

П р и м е ч а н и е: Прогрев ДВС и замеры параметров работы ДВС проводятся до достижения охлаждающей жидкостью рабочей температуры $t_{ож} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Приложение Д (обязательное)

Таблица Д.1 - Протокол проведения испытаний

Исходные данные:
атмосферное давление $P_{атм} = \underline{\hspace{1cm}}$ МПа
температура окружающей среды $t_{oc} = \underline{\hspace{1cm}}$ °C

Чистый воздушный фильтр					Загрязненный воздушный фильтр				
α погружения ножей реостата, °	n , мин ⁻¹	G_m , л/час	G_b , кг/час	M_y , кгс	α погружения ножей реостата, °	n , мин ⁻¹	G_m , л/час	G_b , кг/час	M_y , кгс
10	4000				10	4000			
20					20				
30					30				
40					40				
50					50				

Приложение Е (обязательное)

Таблица Е.1 – Протокол проведения испытаний

Исходные данные:
атмосферное давление $P_{atm} =$ _____ МПа
температура окружающей среды $t_{oc} =$ _____ °С

№ замера	ДМ 02-050-1М				МТ10КМ Плюс				АГЦ-2							
	№ цилиндра				№ цилиндра				Р1				Р2			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1																
2																
3																
Ср. значение																

Приложение Ж

(обязательное)

Таблица Ж.1 – Протокол проведения испытаний

Исходные данные:

атмосферное давление $P_{at} = \underline{\hspace{2cm}}$ МПа

температура окружающей среды $t_{oc} = \underline{\hspace{2cm}}$ °С

<i>Угол погружения ножей реостата, °</i>	$\alpha_{др}, \%$	$n, \text{мин}^{-1}$	$M_y, \text{кгс}$	E_g	N
10	20				
	40				
	60				
	80				
	100				
20	20				
	40				
	60				
	80				
	100				
30	20				
	40				
	60				
	80				
	100				
40	20				
	40				
	60				
	80				
	100				
50	20				
	40				
	60				
	80				
	100				