

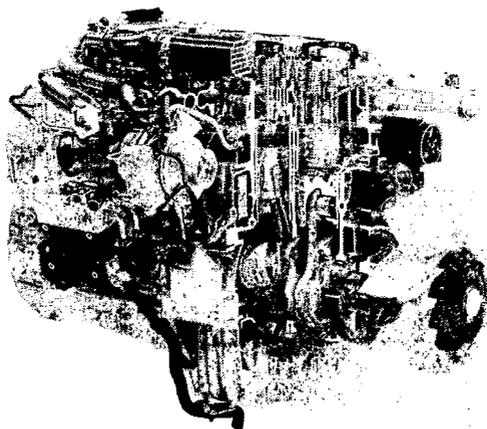
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания

для выполнения лабораторных работ
по дисциплине «Силовые установки транспортных средств»
для студентов специальности
1 - 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

ЧАСТЬ 1



Брест 2009

УДК 621.431

Методические указания «Характеристики двигателей внутреннего сгорания» для лабораторных работ для студентов специальности 1 - 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» содержат описание устройства и работы оборудования для испытания двигателей внутреннего сгорания, порядок проведения лабораторных испытаний двигателей внутреннего сгорания, анализ характеристик ДВС и теплового баланса двигателя.

Издается в 2-х частях. Часть 1.

Составители: И.В. Страчук, ст. преподаватель
А.А. Волощук, преподаватель-стажер

Рецензент: Н.М. Пославский, директор ГУТП «Трансбуг»

ОГЛАВЛЕНИЕ

Лабораторная работа №1.....	4
Лабораторная работа №2.....	23
Лабораторная работа №3.....	29
Лабораторная работа №4.....	33
Лабораторная работа №5.....	41
Лабораторная работа №6.....	47
Лабораторная работа №7.....	52
Литература.....	55

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1.

«ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

1. Основные понятия.

Основные характеристики автомобильных поршневых и роторно-поршневых двигателей внутреннего сгорания определяют методом стендовых испытаний. При проведении таких испытаний для обеспечения работы двигателя под нагрузкой его вал соединяют с тормозным устройством.

Тормозные устройства, поглощающие механическую энергию, развиваемую двигателем, преобразуют ее в тепловую или любой другой легко измеряемый вид энергии, которая может быть полезно использована или рассеяна в окружающую среду. Одновременно с поглощением мощности конструкции тормозов чаще всего позволяют приводить в действие и устройства для измерения развиваемого ими крутящего момента. С этой целью корпус тормоза балансируют и закрепляют на стойках и соответствующим образом соединяют его с измерительной аппаратурой. Тормозное и измерительное устройства образуют при этом единую установку, называемую тормозным динамометром. Если корпус тормоза не имеет балансирующей подвески, то работу измерительной аппаратуры основывают на измерении угла закручивания соединительного вала тормоза с двигателем под действием передаваемого валом крутящего момента.

В зависимости от программы испытаний стенд оборудуют специальными устройствами и приборами, позволяющими имитировать различные условия работы двигателя и измерять параметры рабочего тела и показатели двигателя.

Воздухопитающая система стенда может быть оборудована устройствами и приборами для определения расхода воздуха, подогрева или охлаждения поступающего в двигатель воздуха, его влажности и запыленности.

Топливная система стенда оснащается устройствами для определения расхода топлива, а системы охлаждения и смазки – устройствами для определения теплоотвода в охлаждающую жидкость и масло.

Для определения индикаторных показателей стенд может быть оснащен устройством для снятия индикаторной диаграммы – индикатором.

2. Тормозные устройства стендов.

Тормозные устройства нужны для того, чтобы нагружать двигатель при стендовых испытаниях путем поглощения его механической энергии специальным устройством – тормозом и измерять с помощью динамометра развиваемый двигателем крутящий момент.

В настоящее время широкое применение получили тормозные устройства с гидравлическими и электрическими тормозами.

Гидравлические тормоза обладают высокой энергоемкостью и допускают глубокое регулирование по нагрузке и числам оборотов вала. По характерным особенностям протекающих в их рабочей полости гидродинамических процессов различают динамические и объемные гидравлические тормоза.

Объемного типа тормоза представляют собой поршневые гидравлические машины, в том числе с вращающимися поршнями. В лабораториях двигателей из этой группы тормозов применяют иногда шестеренчатые (шестеренчатые насосы).

Тормоза динамического типа по особенностям конструкции разделяют на дисковые, штифтовые, лопастные и др. Мощность, развиваемая двигателем, затрачивается в них на увеличение кинетической энергии струй воды, поступающей в статор, и нагрев ее в результате трения о детали и внутри жидкости, а также на преодоление трения в подшипниках и сальниках, возникающего вследствие вращения ротора. В итоге механическая энергия двигателя в гидравлическом тормозе превращается в тепловую.

Основными узлами гидротормоза (рис. 1.1) являются статор, установленный на подшипниках в опорах станины, и ротор, вращающийся в подшипниках, соединенный муфтой с валом двигателя. Через гидротормоз протекает вода. При вращении ротора вследствие гидродинамического сопротивления воды создается тормозной момент, равный моменту, развиваемому двигателем. Энергия, полученная при вращении ротора, передается статору, на котором также создается момент, равный моменту двигателя. От проворачивания статор удерживается динамометром, с которым он соединен с помощью рычага.

Изменение тормозного момента осуществляется за счет изменения активной площади взаимодействия ротора с водой. В зависимости от степени заполнения водой используются гидротормоза полного или частичного заполнения. В тормозах полного заполнения площадь ротора изменяется перемещением заслонок-шиберов, установленных между ротором и статором, а в тормозах частичного заполнения – изменением количества подаваемой в гидротормоз воды. Ротор и статор гидротормозов по конструктивному исполнению могут быть различными.

В лопастных гидротормозах (рисунок 1.1) в роторе и в дисках статора выполнены карманы овального сечения, между которыми образуются лопатки. Эти тормоза работают при полном заполнении водой. Изменение тормозного момента осуществляется перемещением заслонок - шиберов.

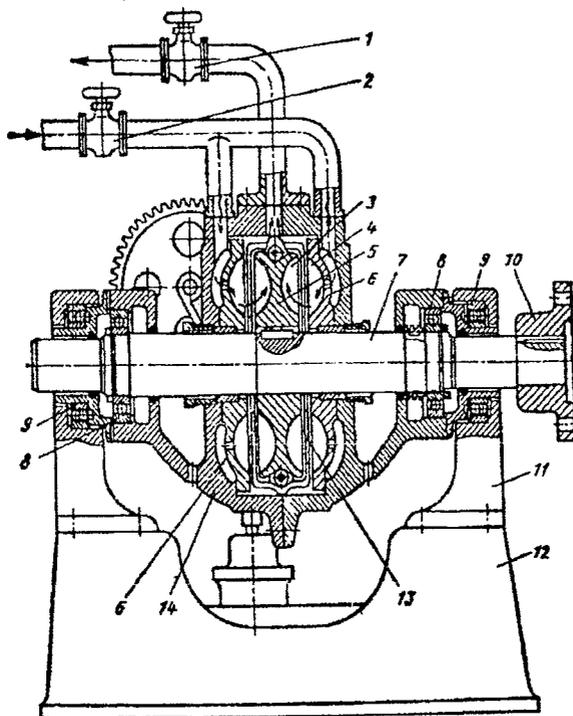


Рисунок 1.1 – Лопастной гидравлический тормоз:

- 1 и 2 – вентили; 3 – лопатки ротора; 4 – лопатки диска статора; 5 – ротор; 6 – диск статора; 7 – вал ротора; 8 – подшипник ротора; 9 – подшипник статора; 10 – соединительная муфта; 11 – опора статора; 12 – станина; 13 – заслонки-шиберы; 14 – статор

В дисковых гидротормозах (рисунок 1.2) ротор выполняется в виде диска с отверстиями, а к статору крепятся диски, имеющие соотвечствующие рабочие поверхности.

В штифтовых тормозах на ободке закреплены в два или несколько рядов стальные штифты, которые обычно крепятся и к статору. Штифты устанавливают с небольшим зазором между штифтами ротора.

Дисковые и штифтовые гидротормоза работают при частичном заполнении гидротормоза водой. В них вода под действием центробежной силы отбрасывается к периферии, образуя вращающееся водяное кольцо. Тормозной момент зависит от толщины этого водяного кольца.

По энергоемкости дисковые и штифтовые тормоза уступают лопастным. Недостатком гидротормозов частичного заполнения водой является также нестабильность тормозного момента при изменении давления воды. Поэтому питание гидротормозов водой осуществляется обычно из бака, поднятого на высоту 3...4 м. Во избежание кавитации, повышенной коррозии и образования накипи температура воды на выходе из гидротормоза не должна превышать 333...338 К.

Ротор 1 дискового гидравлического тормоза (рисунок 1.2) выполнен в виде гладкого диска и жестко закреплен на валу 7, который соединяют с валом испытуемого двигателя. Вал вместе с ротором, состоящим из одного или нескольких дисков, заключают в закрытый кожух-статор, имеющий возможность совершать угловые перемещения на шариковых подшипниках 3. Вода в статор тормоза 6, подается через приемные воронки 2 и отверстия 8. Последние размещают с учетом необходимости ввода воды в зону ступицы ротора. Нагретую при работе воду отводят через регулировочный вентиль 4 и отверстие 5 в плите корпуса тормоза.

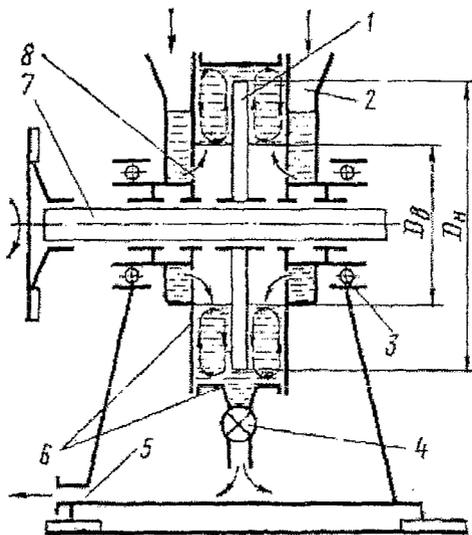


Рисунок 1.2 – Схема гидравлического дискового тормоза

При вращении ротора-диска 1 на его плоскостях возникают силы трения, вследствие чего вода увлекается диском и центробежной силой отбрасывается от центра к периферии. В результате давление воды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой статора возрастает пропорционально квадрату расстояния от оси вращения.

В пограничном слое у поверхности диска угловая скорость движения частиц воды больше, чем в толще ее, и в то же время по поверхности диска частицы перемещаются от центра к периферии. На подходе к стенкам, образующим цилиндрическую полость статора, частицы затормаживаются, и радиальные силы давления начинают преобладать над центробежными силами, вследствие чего в пограничном слое у боковых стенок статора возникает радиальное перетекание частиц в обратном направлении (от периферии к центру). В конечном итоге, в статоре образуется вихревое движение воды, а ротор оказывается постоянно погруженным частью своей поверхности в толщу кольцевого слоя воды. Чем больше радиальная толщина слоя воды, тем большая часть поверхности диска участвует в активной работе трения о воду и выше эффективность торможения.

Регулирование гидравлических тормозов динамического типа осуществляют двумя методами: изменением активной поверхности ротора, т. е. изменением величины его поверхности, входящей в зону организованной циркуляции воды в статоре, и изменением количества воды, поступающей в статор под постоянным или переменным регулируемым давлением.

Электрические тормоза представляют собой электрические машины переменного или постоянного тока в балансирном исполнении, преобразующие механическую энергию двигателя в электрическую. Поскольку электрические машины обратимы, такие тормозные устройства можно использовать в качестве электродвигателя, питаемого от внешнего источника тока. При этом, прокручивая вал испытуемого двигателя, можно проводить его холодную приработку после сборки, пускать в ход без использования стартера, определять величину механических потерь в нем и т. д. При наличии определенных условий энергию электрических тормозов, работающих в режиме генератора (при торможении) целесообразно отдавать в общую электрическую сеть лаборатории и таким образом утилизировать механическую энергию испытуемых двигателей внутреннего сгорания.

Тормоза постоянного тока базируются на машинах с независимым смешанным возбуждением и одновременном регулировании силы тока в цепи якоря. Такие тормоза отличаются плавностью и широкими пределами регулирования скоростных и нагрузочных режимов. Поэтому они находят преимущественное применение особенно для исследовательских целей.

Общее устройство электрической балансирной машины постоянного тока показано на рисунке 1.3. Ее корпус (статор) 1 на шариковых подшипниках 14 установлен на стойки 3. В боковые крышки статора вмонтированы шариковый и роликовый подшипники 13 вала 4 якоря (ротора) 2, смазку к которым подают через капельницы 7. Статор и ротор, имея общую ось вращения, могут совершать угловые перемещения независимо друг от друга.

Основу как балансирных, так и небалансирных электрических машин составляет неподвижная их часть – магнитная система – и вращающаяся – якорь.

Магнитная система предназначена для создания магнитного потока и его направления. Она состоит из ярма или станины 8, полюсных сердечников 9 с обмотками возбуждения 10 и железной основы 5 якоря, собираемой из листового железа. Магнитные полюсы и якорь охлаждаются вентилятором. Лопасти вентилятора небалансирных машин закреплены на якоре, как показано штриховой линией. В балансирных машинах вентилятор, как правило, выносят за пределы статора и приводят от отдельного электродвигателя.

Якорь машины состоит из обмотки 6, выполняемой из медных изолированных проводников, укладываемых в пазы его железа 5 и коллектора 12, собранного из медных, изолированных друг от друга и от вала 4, пластин. Подвод к якорю и отвод от него тока осуществляют через щетки, закрепляемые в неподвижных держателях 11.

При работе генератора в обмотке якоря возникает электродвижущая сила, которая вызывает ток в цепи якоря. Ток своим магнитным полем противодействует вращению якоря, а следовательно, и вращению вала испытуемого двигателя.

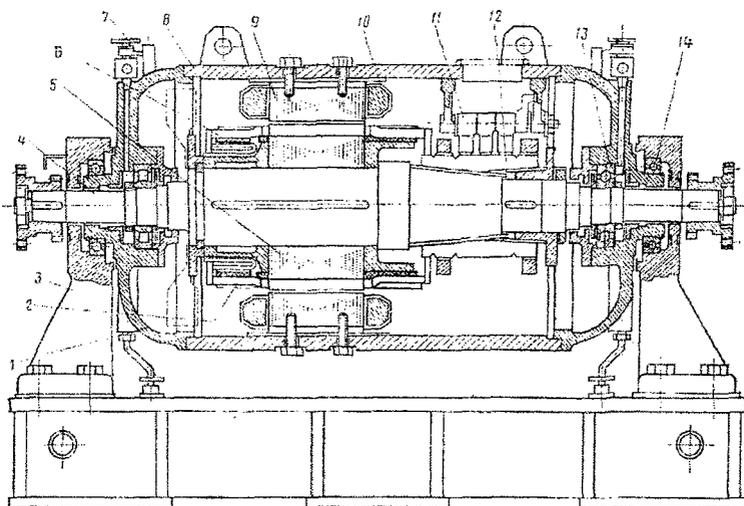


Рисунок 1.3 – Электрическая балансирующая машина постоянного тока

Электрический эффективный момент противодействия якоря полностью передается на статор в виде реактивного момента, измеряя который, можно определить величину равного ему момента испытуемого двигателя.

При торможении двигателя небалансирующей электрической машиной постоянного тока эффективную мощность его определяют по мощности, отдаваемой динамо-машиной в виде электроэнергии, расход которой подсчитывают по показаниям электроприборов – амперметру и вольтметру или ваттметру.

Электрические тормоза постоянного тока, более сложные по конструкции, получили специализированное применение, главным образом, при испытаниях и доводке новых и серийных двигателей на заводах, автополигонах и т.д.

В технической эксплуатации двигателей широкое распространение получили *электрические тормоза переменного тока*, известные как обкаточно-тормозные стенды. Они более просты по конструкции, дешевле, но вместе с тем имеют ограниченные технические возможности для проведения полномасштабных испытаний двигателей. Рассмотрим их устройство и принцип работы на примере стенда КИ-5274 ГОСНИТИ более подробнее.

Электрический тормоз такого стенда (рис. 1.4) представляет собой асинхронную электрическую машину переменного тока с фазным ротором. Статор 2 электрической машины балансируно установлен на подшипниках качения 9 опор 1 фундаментной рамы. Вал ротора (якоря) соединен с помощью муфты 5 с коленчатым валом испытуемого двигателя. Двигатель установлен на резиновых подушках опор 7 фундаментной рамы. Корпус статора с помощью рычага 11 соединен с динамометрическим устройством маятникового типа.

Схема подключения электрической машины к силовой сети 380 В показана на рисунке 1.5. Обмотки возбуждения статора 3 и якоря 4 (рис. 1.4) подключаются к сети через контактор 6 с нормально-разомкнутыми контактами. Для регулирования силы тока в обмотке возбуждения якоря его цепь через щеточно-коллекторный узел последовательно соединена с нагрузочным реостатом 8 жидкостного типа. Подключение силового напряжения осуществляется включением рубильника 5 силового шкафа и нажатием кнопки 1 «пуск» (рис. 1.5) на пульте стенда. При этом происходит подключение катушки 7 контактора к однофазному напряжению 220 В и перемещение сердечника катушки с контактами 6.

При замыкании контактов силовое напряжение подводится к обмотке возбуждения статора и к реостату. Удержание контактов в замкнутом состоянии при отпущенной пусковой кнопке обеспечивается катушкой 7, цепь питания которой замкнута контактом 3. Для выключения силового напряжения необходимо разомкнуть цепь катушки 7 с помощью кнопки 2 «стоп».

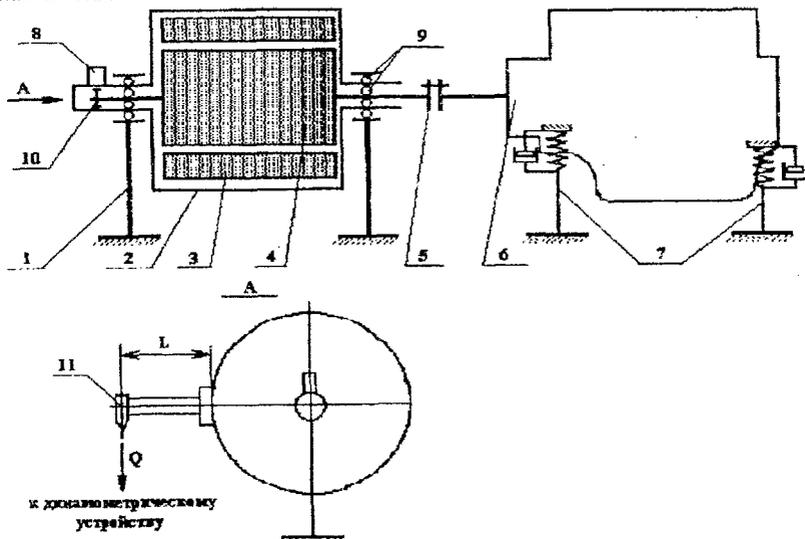


Рисунок 1.4 – Электрический тормоз переменного тока:

1 – опоры статора; 2 – статор; 3 – обмотка возбуждения статора; 4 – обмотка возбуждения ротора; 5 – соединительная муфта; 6 – двигатель; 7 – опоры двигателя; 8 – датчик частоты вращения; 9 – подшипники; 10 – зубчатое колесо; 11 – рычаг динамометра.

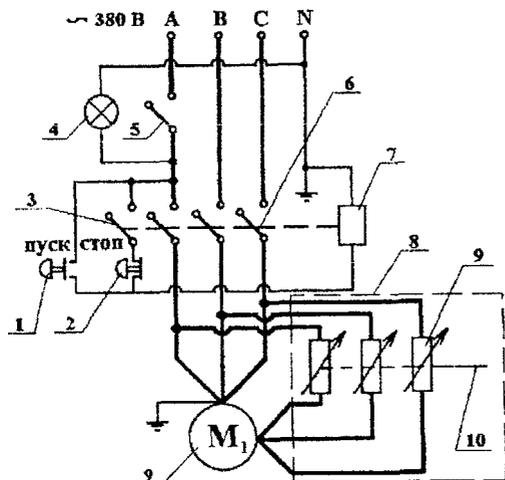


Рисунок 1.5 - Схема управления электрическим тормозом:

1 – кнопка «пуск»; 2 – кнопка «стоп»; 3 – контакты контактора; 4 – лампа «сеть»; 5 – рубильник; 6 – контактор; 7 – катушка контактора; 8 – реостат; 9 – асинхронная электрическая машина с фазным ротором; 10 – ножи реостата.

Нагрузочный реостат 8 представляет собой квадратный металлический бак, заполненный электролитом (водный раствор кальцинированной соды), в котором находятся три пары изолированных друг от друга металлических пластин-ножей большой площади. Число пар соответствует числу фаз силового напряжения. Ножи, закрепленные на валу, могут по дуге спускаться в электролит или подниматься. Привод вала осуществляется от реверсивного электродвигателя или вручную маховичком. В каждой паре ножей один является токоподводящим, а другой – токоотводящим. Проводником тока между ножами служит электролит. Реостат позволяет регулировать силу тока путем изменения площади погружения ножей в электролит. Чем больше площадь, тем больше сила тока. При полностью поднятых ножах реостат размыкает силовую цепь якоря.

При замыкании реостатом цепи якоря в обмотках возбуждения якоря и статора возникают электромагнитные поля, взаимодействующие между собой. В результате взаимодействия на якоре возникает крутящий момент, а на статоре – противоположно направленный реактивный момент. Такой режим работы электрической машины является тяговым. С увеличением силы тока возбуждения частота вращения вала электрической машины возрастает до достижения максимального значения, равного синхронной частоте вращения электромагнитных полей статора и ротора, которая составляет 1600 об/мин. При превышении этой частоты, например, при работе двигателя в диапазоне частот вращения от 1600 об/мин и более, электрическая машина переходит в тормозной режим работы (режим генератора). В этом случае электромагнитное поле якоря противодействует вращению якоря, а следовательно, и вращению вала испытываемого двигателя. На статоре при этом возникает реактивный момент, равный крутящему моменту двигателя. Изменение тормозного момента осуществляется путем изменения силы тока в обмотке возбуждения якоря.

Электрическая энергия, вырабатываемая электрическим тормозом, при работе в тормозном режиме, поглощается нагрузочным реостатом или передается в общую электрическую сеть, что позволяет утилизировать механическую энергию испытываемого двигателя.

3. Выбор типа тормозного устройства и его мощности.

Выбор типа тормозного устройства и его мощности осуществляется путем сравнения внешней скоростной характеристики двигателя и характеристик тормозов (рисунок 1.6). Область возможных режимов работы тормоза ограничивается внешней характеристикой – контуром *OABCD* для гидротормоза и *OABCO* для электротормоза.

Участок *OA* соответствует работе гидротормоза при максимально разведенных заслонках или при полном заполнении водой. На этом участке тормозная мощность изменяется по кубической зависимости от частоты вращения:

$$P_T = a \cdot n^3; \quad (1.1)$$

где a – коэффициент пропорциональности.

В точке *A* тормозной момент достигает максимального значения. Дальнейшее увеличение поглощаемой мощности возможно только при постоянном максимальном моменте, который поддерживается путем прикрытия заслонок или уменьшения расхода воды.

В точке *B* поглощаемая мощность ограничивается допустимой температурой воды. Дальнейшее повышение частоты вращения возможно при сохранении мощности двигателя постоянной, а следовательно, уменьшении крутящего момента пропорционально росту частоты вращения. Это достигается сближением заслонок или уменьшением расхода воды.

В точке *C* частота вращения ограничена прочностью ротора. На участке *CD* крутящий момент и мощность уменьшаются пропорционально. Линия *OD* соответствует изменению тормозной мощности, затрачиваемой на трение в подшипниках и ротора о воздух при отсутствии воды в гидротормозе.

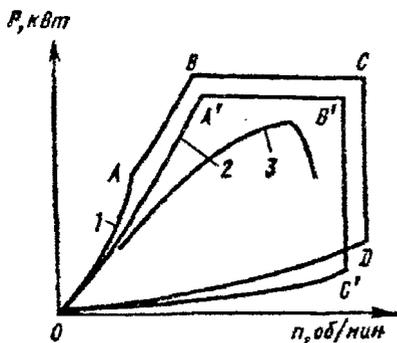


Рисунок 1.6 – Характеристики тормозов и двигателя:
 1 – характеристика гидравлического тормоза; 2 – характеристика электрического тормоза;
 3 – характеристика двигателя.

В электротормозе при максимальной допустимой силе тока в обмотке возбуждения тормозная мощность в зависимости от частоты вращения изменяется по линии OA' , которая описывается уравнением квадратичной параболы:

$$P_T = b \cdot n^2; \quad (1.2)$$

В точке A' тормозная мощность ограничивается допустимой температурой нагрева обмоток якоря. Для дальнейшего повышения частоты по линии $A'B'$ необходимо снижать крутящий момент путем увеличения сопротивления в цепи якоря или уменьшения силы тока возбуждения. Ограничение частоты вращения в точке B' обусловлено механической прочностью обмотки якоря.

Линия CO' соответствует тормозной мощности, поглощаемой электротормозом, при отсутствии тока возбуждения.

Тормоз считается пригодным для испытания данного двигателя, если внешняя характеристика двигателя (рисунок 1.6) полностью вписывается в поле, ограниченное внешней характеристикой тормоза. В этом случае тормоз обеспечивает испытание ДВС на всех возможных режимах его работы.

4. Система охлаждения стенда.

Система охлаждения ДВС при стендовых испытаниях в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 не должна иметь элементы повышенного гидравлического и аэродинамического сопротивления, такие как радиатор и вентилятор. В связи с этим быстрый прогрев двигателя, поддержание его теплового режима и охлаждение осуществляется по схеме, представленной на рисунке 1.7. Вода из водопроводной сети, при открытии вентиля 6, поступает в подающий трубопровод 5, из которого через вертикально расположенные в нем отверстия выливается в градирню 2. Градирня устанавливается рядом с двигателем на опоре 7 с таким расчетом, чтобы уровень воды в ней всегда был выше рубашки охлаждения двигателя. Далее, вода через выход 4 под гидростатическим напором подается в двигатель и после его охлаждения под напором водяного насоса двигателя возвращается в градирню 2 через вход 3. В градирне нагретая вода смешивается с более холодной и охлаждается. Таким образом, осуществляется непрерывная циркуляция воды по замкнутому кругу с охлаждением в градирне. Регулирование теплового режима обеспечивается количеством воды с помощью вентиля 6. При превышении уровня воды в градирне выше сливного трубопровода 1 лишняя вода сливается в канализационную сеть, что позволяет интенсифицировать охлаждение двигателя за счет постоянного притока холодной водопроводной воды, например, на режиме полной нагрузки.

Для автоматического поддержания заданного теплового режима двигателя вместо вентиля 6 могут применяться термостаты, регулирующие количество воды в зависимости от ее температуры.

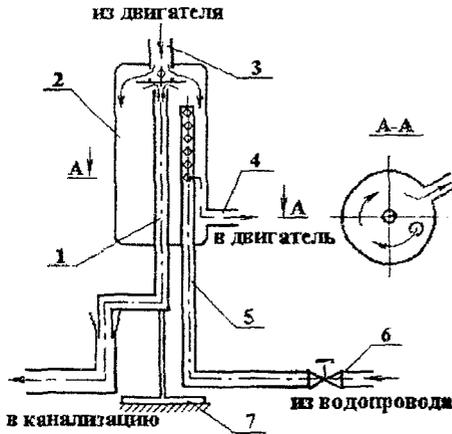


Рисунок 1.7 – Система охлаждения стенда:
 1 – сливной трубопровод;
 2 – градирня; 3 – подвод воды от двигателя; 4 – отвод воды к двигателю; 5 – подающий трубопровод; 6 – вентиль; 7 – опора

5. Измерительные системы стендов.

Динамометрические устройства (динамометры) служат для измерения крутящего и тормозного моментов, развиваемых двигателем. В зависимости от способа измерения нашли применения следующие типы динамометров: механические, гидравлические и электрические.

Одним из наиболее совершенных и наиболее применяемых является механический квадрантный динамометр (рисунок 1.8). Он имеет два маятника, укрепленных на кулаках-квадрантах, которые подвешены на тонких стальных лентах. Измеряемое усилие F через балансир передается кулакам, конструктивно объединенным с квадрантами. При отсутствии силы F маятники занимают положение, показанное штриховой линией, их центры тяжести лежат на одной вертикали с точкой крепления ленты. Под влиянием силы F , которая передается от рычага статора тормоза, маятники совершают сложное движение, перекачиваясь по стальным лентам квадрантами, отклоняясь от положения равновесия. Балансир, к которому приложена сила F , сместится при этом вниз. При перемещении балансира связанная с ним зубчатая рейка поворачивает стрелку, по положению которой производится отсчет показаний динамометра.

По измеренной с помощью динамометра силе F определяется крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м:

$$M_e = 9,81 \cdot F \cdot l = 7030 \cdot F \cdot l; \quad (1.3)$$

где F – сила, измеренная динамометром;

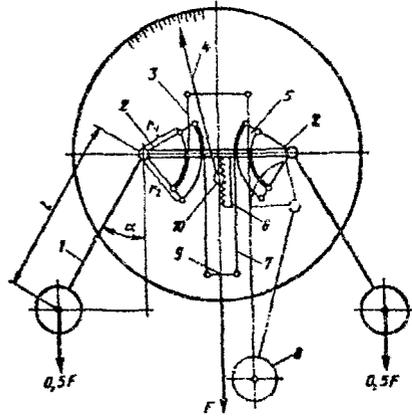
l – эквивалентное плечо тормоза, на котором действует сила F (обычно кратное 716,2);

$k = 716,2/l$ – постоянная тормоза, принимаемая по данным паспорта (обычно кратная 10 ($k = 100; 1000$)).

Приборы для измерения частоты вращения делятся на *тахометры* и *тахоскопы*. Тахометры фиксируют число оборотов в минуту в данный момент времени, а тахоскопы – счетчики, показывающие число оборотов за определенный интервал времени. По способу использования тахометры и тахоскопы могут быть приставными (ручными) и стационарными.

Рисунок 1.8 – Схема квадрантного динамометра:

- 1 – маятник;
- 2 – кулак-квадрант;
- 3,7 – ленты;
- 4 – стрелка;
- 5 – кулак;
- 6 – зубчатая рейка;
- 8 – груз;
- 9 – балансир;
- 10 – зубчатое колесо.



Тахометры по принципу действия бывают центробежные, электрические, электронные (импульсные), магнитные (индукционные), стробоскопические и т.п. Наибольшее распространение получили электрические тахометры, обеспечивающие дистанционное измерение частоты вращения. Преобразователь тахометра и приемник соединены электрическими проводами.

По показаниям динамометра и тахометра вычисляют эффективную мощность двигателя (в кВт):

$$P_e = M_e \cdot \omega = 7030 \cdot \frac{F \cdot \pi \cdot n}{k \cdot 30} = 0,735 \cdot \frac{F \cdot n}{k}; \quad (1.4)$$

а также среднее эффективное давление (в МПа):

$$p_e = \frac{30 \cdot \phi \cdot N_e}{V_s \cdot n} = \frac{30 \cdot 0,735 \cdot F \cdot n}{V_s \cdot n \cdot k} = 22,05 \cdot \frac{F \cdot \phi}{k \cdot V_s}; \quad (1.5)$$

Приборы для измерения давления могут быть жидкостными, механическими и электрическими.

К жидкостным приборам относятся ртутный барометр, предназначенный для измерения атмосферного давления, и жидкостный манометр, называемый также пьезометром. В простейшем исполнении пьезометр представляет собой U-образную трубку, заполненную примерно до половины (до нулевых меток шкалы) водой или другой жидкостью. Пьезометры применяются для измерения избыточного давления, вакуума и разности давлений.

Из механических приборов широкое распространение получили пружинные манометры, предназначенные для измерения избыточного давления.

Электрические преобразователи, предназначенные для регистрации давления в быстротекающих процессах и в электрических измерительных системах с автоматической регистрацией результатов измерений, получают все большее распространение.

В качестве контрольно-измерительных приборов применяются и *магнитозлектрические манометры*.

Приборы для измерения температуры по принципу действия делятся на механические, электромеханические и электрические.

Механические приборы – жидкостные (обычно ртутные) и манометрические термометры – используют для измерения низких температур (до 423 К).

Широкое распространение имеют термоэлектрические термометры, называемые также *пирометрами*. Они основаны на использовании термоэлектрического эффекта, возникающего при нагревании места сгоя двух проводников из неоднородных металлов или сплавов. Если два других конца этих проводников замкнуть, то под действием термоЭДС нагреваемого горячего сгоя в образовавшейся цепи возникает электрический ток. Спаянную или сваренную пару разнородных проводников называют термопарой. Обычно для измерения низких температур в диапазоне 470...870 К применяют хромель-копелевые (ХК) термопары, а для измерения высоких температур (до 1270 К) – хромель-алюмелевые (ХА) термопары. Широкое распространение получили также и другие типы термопар. Термопары, являясь преобразователями температуры, работают совместно с регистрирующим прибором, в качестве которого применяют магнитоэлектрические милливольтметры и потенциометры. Обычно для исключения влияния температуры противоположных концов термопары эти концы соединяют пайкой и образующийся так называемый холодный спай погружают в термостат с тающим льдом. При этом температура холодного сгоя поддерживается постоянной, равной 273 К. Регистрирующий прибор в этом случае включается в разрыв одного из проводников.

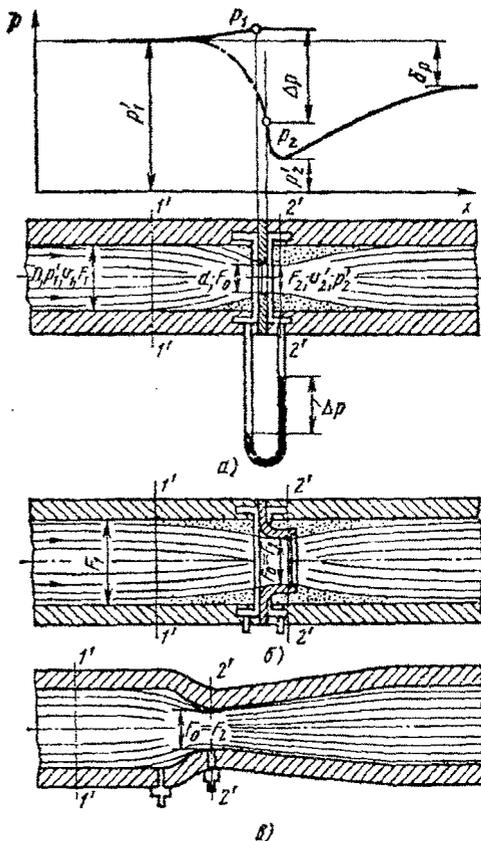
Если в качестве регистрирующего прибора применяют потенциометр, имеющий компенсирующее устройство, вводящее поправку на изменение температуры противоположных концов термопары, то они подсоединяются непосредственно к потенциометру.

Приборы и устройства для измерения расхода воздуха разделяются на две группы:

- с косвенным измерением расхода воздуха;
- с прямым измерением расхода воздуха.

В первую группу измерительных средств входят дроссельные устройства (диафрагмы, сопла, трубки Вентури, см. рис. 1.9) и насадки (лемнискаты), основанные на измерении параметров, характеризующих среднюю или мгновенную скорость движения потока.

Рисунок 1.9 – Принципиальные схемы дроссельных устройств:
 а – с диафрагмой и распределением давления при протекании потока газа через диафрагму;
 б – с соплом;
 в – трубка Вентури.



Расход воздуха определяется по перепаду статического давления до (сечение 1-1) и после (сечение 2-2) сужения дроссельного устройства. Для измерения перепада давления применяют пьезометры и дифференциальные манометры. Расход воздуха определяется из уравнения неразрывности и уравнения Бернулли:

$$G_p = 0,004 \cdot \mu \cdot d^2 \sqrt{\Delta p \cdot \rho_p}; \quad (1.6)$$

где μ – коэффициент расхода отверстия (сужения) дроссельного устройства;
 d – диаметр отверстия;
 Δp – перепад давлений на дроссельном устройстве;
 ρ_p – плотность газа (воздуха).

Во вторую группу измерительных средств входят объемные расходомеры и ротационные счетчики, основанные на измерении объема воздуха, проходящего через мерное устройство в единицу времени. Например, принцип работы ротационных счетчиков заключается в измерении частоты вращения двух роторов, вращающихся под действием давления движущегося воздушного потока.

По измеренному объему воздуха, прошедшего через расходомер за время τ (с), определяется массовый секундный расход воздуха, равный:

$$G_B = V \cdot \rho_B / \tau; \quad (1.7)$$

Приборы и устройства для определения расхода топлива основаны на измерении времени расхода определенной массы или объема топлива.

При массовом методе определения расхода топлива используются обычные циферблатные весы (рис. 1.10), на одной из чаш которых устанавливают мерный бачок 2. Топливную систему оснащают трехходовым краном 3, обеспечивающим подачу топлива в двигатель из топливного бака, подачу топлива из мерного бачка при измерении расхода и подачу топлива из основного бака с одновременным наполнением мерного бачка.

По данным измерения времени $\Delta \tau$ (в с), вырабатываемого количества топлива Δm_T (в кг), определяют часовой расход топлива:

$$G_T = 3,6 \cdot \frac{\Delta m_T}{\Delta \tau}; \quad (1.8)$$

Объемный расход топлива определяется с помощью прибора, называемого штих-пробером, который состоит из мерных колб шарообразной формы, соединенных между собой узкими переходами с метками. По организации и принципу измерения определение объемного расхода топлива аналогично рассмотренному массовому способу с той лишь разницей, что вместо измерения времени расхода заданной массы топлива измеряют время расхода объемной дозы.

Для измерения мгновенных объемных расходов топлива применяют *флоуметры* и *ротаметры*.

Индикаторы являются устройствами для индцирования ДВС, т.е. записи быстроизменяющихся давлений рабочего тела в цилиндре работающего двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала или хода поршня. По принципу действия индикаторы подразделяют на электропневматические и электрические. Из электрических индикаторов наиболее распространен пьезокварцевый индикатор, к основным элементам которого относятся пьезокварцевый преобразователь давления, потенциометрический преобразователь хода поршня, усилитель и электронно-лучевая трубка.

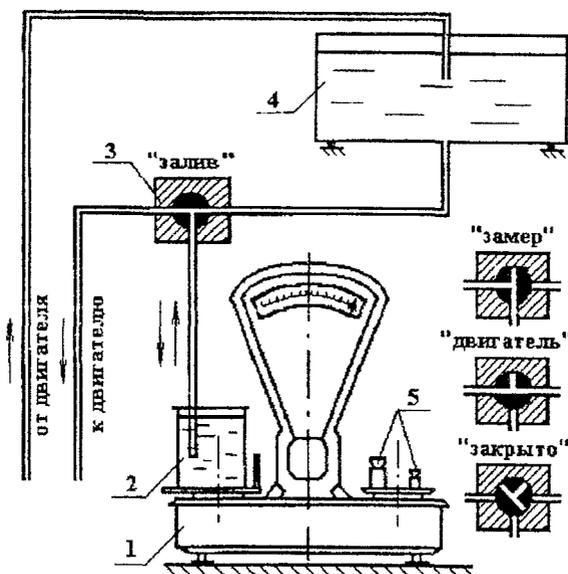


Рисунок 1.10 – Система измерения расхода топлива массовым способом:
1 – весы; 2 – мерный бачок; 3 – трехходовой кран; 4 – топливный бак; 5 – разновесы

Принцип работы пьезокварцевого преобразователя основан на использовании известного в физике пьезоэлектрического эффекта, когда пропорционально давлению, действующему на кварцевые пластины, возбуждается электрический ток, который после усиления подается на горизонтальные пластины электронно-лучевой трубки, что вызывает отклонение электронного луча по вертикали пропорционально поданному напряжению, а следовательно, и давлению газов в цилиндре.

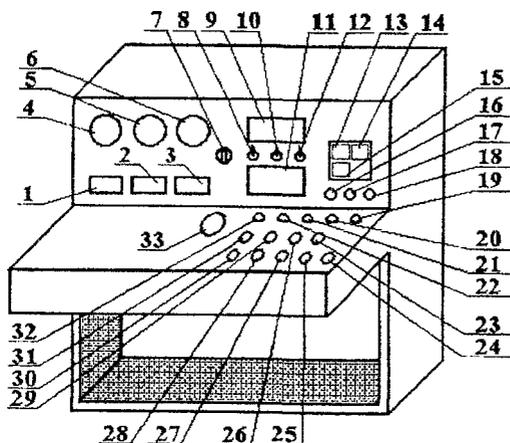


Рисунок 1.11 – Пульт управления
стендом КИ-5274:
1...3 – потенциометрические
указатели температур,
соответственно, ОГ, воды и
воздуха; 4...6 – указатели давления,
соответственно, масла, топлива и
воздуха; 7 – переключатель термо-
пар; 8, 10, 12 – выключатели,
соответственно, электронного
тахометра, индикатора ИМД-Ц и
постоянного напряжения 12 В;
9 – тахометр; 11 – индикатор
ИМД-Ц; 13...15 – указатели,
соответственно, давления масла,
температуры воды и уровня
топлива; 16...22, 32 – контрольные
лампы; 23...31 – кнопки управления;
33 – счетчик оборотов

Отклонение электронного луча по горизонтали осуществляется под действием усиленного электрического сигнала, который подается на вертикальные пластины трубки от преобразователя хода, подсоединенному к коленчатому валу двигателя.

Таким образом, на экране электронно-лучевой трубки возникает изображение свернутой индикаторной диаграммы одиночного цикла в координатах p - S или p - V .

Пульт управления испытательным стендом (на примере стенда КИ-5274) представляет собой (рис. 1.11) металлический каркас из уголка, обшитый листами. На передней панели пульта имеются органы управления стендом и испытываемым ДВС, а также контрольно-измерительные приборы. Внутри пульта выполнена коммутация электрических проводов и крепление корпусов приборов. Пульт имеет следующие напряжения питания: переменное однофазное 220 В и постоянное 12 В. Однофазное переменное напряжение служит для питания приборов: потенциометров 1...3, указателей 4...6, электронного тахометра 10 и сигнальных ламп 20...23 и 24. Кроме того, однофазное напряжение служит для управления и питания коммутационной аппаратуры (электромагнитных пускателей) силовой трехфазной цепи стенда. Постоянное напряжение 12 В служит для питания приборов - указателей давления масла 13, температуры воды 14 и уровня топлива 15, а также сигнальных ламп 15...18 и индикатора мощности двигателя ИМД-Ц 11.

Принцип работы пульта управления испытательным стендом заключается в следующем. При включении рубильника силового шкафа (поз. 5 рис. 1.11), пульт подключается к сети однофазного напряжения 220 В, о чем свидетельствует загорание контрольной лампы 19. При этом ножи реостата находятся в поднятом положении (при другом положении ножи автоматически поднимаются из электролита). Для питания электрической машины стенда трехфазным напряжением 380 В нажимается кнопка «Пуск» 23 (рис. 1.11) включения контактора силового шкафа с характерным щелчком и загорания контрольной лампы 20. В этом случае в сеть силового напряжения включается обмотка возбуждения статора электрической машины и жидкостной реостат (для отключения силовой цепи необходимо нажать кнопку «Стоп» 25). Далее, при нажатии кнопки «4» 26 включается электропривод ножей реостата, опускающий ножи в электролит. В результате замыкается цепь обмотки возбуждения ротора электрической машины. При удержании кнопки 26 в нажатом положении частота вращения вала электротормоза возрастает. При отпускании кнопки - частота вращения остается постоянной. Для подъема ножей реостата и уменьшения частоты вращения вала тормоза необходимо нажать и удерживать кнопку «↑» 27. В крайних положениях ножей реостата электропривод ножей автоматически обесточивается концевыми выключателями даже при нажатых кнопках управления. Моменты полного погружения и выхода ножей из электролита фиксируются по контрольным лампам 21 и 22.

Кнопки « $n \uparrow$ » 28 и « $n \downarrow$ » 29 (рис. 1.11) предназначены, соответственно, для увеличения и уменьшения подачи топлива в двигатель. При этом частота вращения ДВС либо возрастает, либо уменьшается. Кнопка 24 служит для включения звуковой сигнализации (электрического звонка). Для дистанционного останова дизельного ДВС предусмотрена кнопка управления 30 соленоидом, сердечник которого связан с рычагом отсечки подачи топлива ТНВД. Назначение остальных элементов управления и контрольно-измерительных приборов пульта объясняется преподавателем или учебным мастером непосредственно в лаборатории при ознакомлении с устройством стенда.

6. Основные расчетные формулы.

Эффективный крутящий момент двигателя, Н·м:

$$M_e = P_{BEC} \cdot 9,81 \cdot l_T; \quad (1.9)$$

где P_{BEC} - усилие на динамометре тормоза, кгс;

$l_T = 0,7162$ - плечо тормоза, м.

Среднее эффективное давление, МПа:

$$p_e = 1,256 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{M_e}{i \cdot V_h}; \quad (1.10)$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра двигателя, л;
 i – число цилиндров.

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{9550}; \quad (1.11)$$

Часовой расход топлива, кг/час:

$$G_T = 3,6 \frac{\Delta G}{\tau}; \quad (1.12)$$

где ΔG – масса дозы топлива в г, израсходованного за время измерения τ , с.

Удельный эффективный расход топлива, $\frac{z}{кВт \cdot ч}$:

$$g_e = 10^3 \cdot \frac{G_T}{N_e}; \quad (1.13)$$

Условную мощность механических потерь на трение:

$$N_M = \frac{M_M \cdot n}{9550}; \quad (1.14)$$

Индикаторная мощность на каждом нагрузочном режиме:

$$N_i = N_e + N_M; \quad (1.15)$$

а механический к.п.д.:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i}; \quad (1.16)$$

Индикаторный к.п.д. находят из выражения:

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot N_e}{H_H \cdot G_T}; \quad (1.17)$$

где $H_H = 42,5$ – низшая теплота сгорания дизельного топлива, МДж/кг.

В формулы (1.8), (1.9), (1.11), (1.16) подставляются скорректированные значения величин M_e , G_T , G_p , полученные из соответствующих графиков.

Приведение показателей ДВС к нормальным атмосферным условиям.

Показатели двигателя зависят от атмосферных условий (давления, температуры и влажности воздуха). Так, например, при уменьшении температуры и увеличении давления увеличивается плотность, а следовательно, и масса заряда в цилиндре, что приводит к повышению мощности двигателя. Кроме того, атмосферные условия оказывают влияние на протекание рабочих процессов двигателя.

Для того, чтобы иметь возможность сопоставлять результаты испытаний, проведенных в разное время и, следовательно, при разных атмосферных условиях, и для сопоставления результатов испытаний с данными технических характеристик двигателей, мощностные показатели, а в некоторых случаях и экономические показатели двигателя принято приводить к стандартным условиям:

Согласно ГОСТ 14846-81 при испытаниях двигателей на режимах полной подачи топлива мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление приводят к следующим стандартным условиям:

- барометрическое давление $B_o = 100$ кПа (750 мм рт. ст.);
- температура воздуха $T_o = 298$ К (+25 °С);
- относительная влажность воздуха $\varphi = 36\%$ (давление водяных паров 1,2 кПа (9 мм рт. ст.));
- температура дизельного топлива $T_o = +298$ К (+25 °С);
- плотность дизельного топлива $\rho_{T_o} = 0,823$ кг/см³.

При испытании автомобильных дизелей принято также приводить к стандартным условиям часовой расход топлива, причем поправка вводится только на изменение температуры окружающего воздуха.

Приведение к стандартным условиям производится с помощью эмпирического поправочного коэффициента (см. ниже таблицу 1.1).

Давление сухого воздуха во время испытаний равно барометрическому давлению за вычетом парциального давления водяных паров. При относительной влажности воздуха 50 % и принятых стандартных атмосферных условиях парциальное давление водяных паров составляет около 9 мм рт. ст., поэтому стандартными считается давление сухого воздуха выше 20 °С, а давление воздуха ниже 751 мм рт. ст., то полученные при испытаниях показатели двигателя должны быть увеличены на указанные в табл. 1.1 величины.

Если температура воздуха при испытаниях ниже 20 °С, а давление воздуха выше 751 мм рт. ст., то полученные данные должны быть уменьшены на соответствующую величину.

Таблица 1.1 – Эмпирический поправочный коэффициент.

Условия применения поправок	Изменение мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления, %	
	4-тактные двигатели с искровым зажиганием	4-тактные дизели
При изменении температуры воздуха на каждые 10 °С в диапазоне от 10°С до 30°С	1,8	2,2
При изменении давления воздуха на каждые 10 мм рт. ст. в диапазоне не ниже 600 мм рт. ст.	1,35	1,35

Приведение показателей двигателя, указанных в формулах (1.10)...(1.13), к стандартным атмосферным условиям производится по формулам:

$$M_{e.o.} = M_e \cdot A; \quad (1.18)$$

$$P_{e.o.} = P_e \cdot A; \quad (1.19)$$

$$N_{e.o.} = N_e \cdot A; \quad (1.20)$$

$$G_{T.o.} = G_T \cdot C; \quad (1.21)$$

где $N_{e.o.}$, $P_{e.o.}$, $M_{e.o.}$, $G_{T.o.}$ – показатели, приведенные к стандартным атмосферным условиям;

N_e , P_e , M_e , G_T – показатели двигателя, измеренные при испытаниях;

A и C – коэффициенты, учитывающие поправки на температуру и давление, которые удобно подсчитывать по следующим выражениям:

– для бензиновых двигателей с воспламенением от искры:

$$A = 1 + (t_{\text{окр}} - 20) \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} + (751 + P_{II} - B_0) \cdot 1,35 \cdot 10^{-3}; \quad (1.22)$$

– для дизелей:

$$A = 1 + (t_{\text{окр}} - 20) \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} + (751 + P_{II} - B_0) \cdot 1,35 \cdot 10^{-3}; \quad (1.23)$$

$$C = 1 + (t_{\text{окр}} - 20) \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}; \quad (1.24)$$

где $t_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха при испытаниях в °С, определяемая с точностью $\pm 0,5$ °С;

P_{II} – парциальное давление водяных паров в воздухе в мм рт. ст. во время испытаний.

Определение удельного расхода топлива, приведенного к нормальным атмосферным условиям в карбюраторном двигателе, работающем при полном открытии дроссельной заслонки, проводятся по формуле:

$$g_{\text{ев}} = \frac{G_T}{N_{\text{ев}}} \cdot 10^3, \left[\frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right]; \quad (1.25)$$

а в дизеле при предельном положении рейки ТНВД по формуле:

$$g_{\text{ев}} = \frac{G_{TO}}{N_{\text{ев}}} \cdot 10^3, \left[\frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right]; \quad (1.26)$$

Для определения парциального давления водяных паров в воздухе необходимо знать абсолютную или относительную влажность воздуха. Напомним, что абсолютной влажностью воздуха называется вес пара, содержащегося в 1 м³ воздуха, а относительной влажностью воздуха – отношение содержания водяного пара при данном давлении и температуре.

С достаточной точностью можно считать, что парциальное давление водяных паров равно:

$$P_{II} = \frac{\varphi_{II} \cdot P_{II}}{100}; \quad (1.27)$$

где φ_{II} – относительная влажность воздуха, в %;

P_{II} – парциальное давление насыщенного водяного пара в воздухе при данной температуре.

Если известны относительная влажность и температура воздуха, то с помощью таблицы 1.2 и формулы (1.25) можно определить парциальное давление водяного пара P_{II} .

Таблица 1.2 – Зависимость влажности от температуры.

°С	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	4,58	4,95	5,29	5,68	6,10	6,54	7,01	7,51	8,05	8,61
10	9,21	9,84	10,52	11,23	11,98	12,79	13,63	14,53	15,48	16,48
20	17,54	18,65	19,83	21,07	22,38	23,76	25,21	26,74	28,35	30,04
30	31,82	33,69	35,66	37,73	39,90	42,17	44,56	47,07	49,69	52,44
40	55,32	58,34	61,50	64,60	68,26	71,88	75,65	79,60	83,71	88,02
50	92,51	97,18	102,2	112,5	118,0	123,8	129,8	129,8	136,1	142,6

Табличное значение P_{II} находится на пересечении горизонтальной строки, имеющей в заголовке десятки градусов, и столбца, соответствующего последней цифре температуры. Например, при температуре 34 °С в четвертой строке и пятом столбце находим $P_{II} = 39,90$ мм рт. ст.

Влажность воздуха можно определить с помощью психрометра. Психрометр состоит из двух одинаковых термометров, у одного из которых шарик с жидкостью обернут легкой тканью, смоченной водой. В результате испарения жидкости с поверхности ткани и теплообмена между жидкостью и окружающим воздухом температура, показываемая вторым термометром (смоченным) $t_{см}$, будет ниже, чем температура сухого термометра.

Температура смоченного термометра зависит от условий движения воздуха около шарика термометра. Поэтому в современных психрометрах, как правило, осуществляется принудительное движение воздуха около термометра со скоростью 2 м/сек (психрометры Ассмана).

По разности показаний сухого и смоченного термометров с помощью таблицы, или специальных графиков, прилагаемых к прибору, можно определить относительную влажность воздуха. При отсутствии таких графиков величину парциального давления водяного пара в воздухе можно определить с достаточной точностью по психометрической формуле:

$$P_H = P_H - k \cdot (t_{сух} - t_{см}) \cdot B_O; \quad (1.28)$$

где P_H – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре, показываемой смоченным термометром (определяется по таблице 1.2);

$t_{сух}$ – температура сухого термометра;

$t_{см}$ – температура смоченного термометра;

B_O – барометрическое давления в мм рт. ст.;

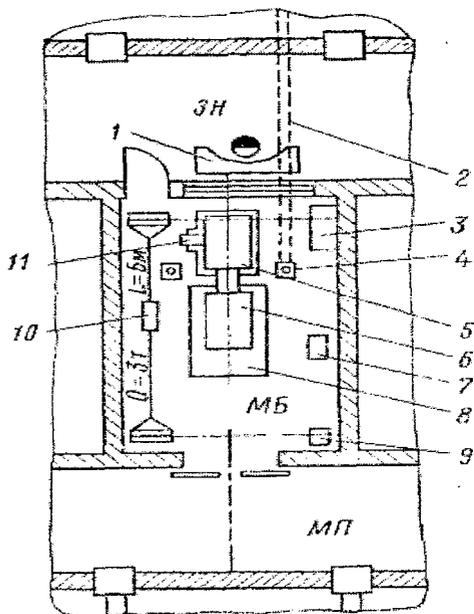
k – постоянный коэффициент психрометра (для аспирационного психрометра типа Ассмана $k = 0,000662$).

По ГОСТ 14846-81 точность определения относительной влажности воздуха при испытаниях двигателей должна составлять $\pm 2\%$

Испытательные установки проектируют с учетом особенностей конкретных типов двигателей и, как правило, располагают в обособленных друг от друга помещениях, причем каждую такую ячейку (бокс) разделяют на моторную часть, в которой устанавливают испытуемый двигатель, и пультовую для испытателей.

Рисунок 1.12 – Планировка типовой лаборатории тракторных двигателей

Примерная планировка лаборатории, рассчитанной на проведение испытаний поршневых двигателей автомобильного и тракторного типов, показана на рисунке 1.13. В приведенной планировке пульт 7 управления вынесен в общий зал наблюдений ЗН. С противоположной стороны ряда моторных МБ и других боксов лаборатории предусмотрен магистральный проезд МП, по которому транспортируют испытуемые двигатели и оборудование.



Моторный бокс оснащен кран-балкой 10 с электрической талью. Испытуемый двигатель 6 установлен в нем на подмоторную плиту 8 и муфтой соединен с электрической тормозной машиной 5 постоянного тока, которая заблокирована с прибором 11 (динамометром) для замера крутящего момента. В боксе размещены также масло – 7 и водяной 9 радиаторы, с помощью которых поддерживают необходимый тепловой режим испытуемого двигателя. Приемники 4 отработавших газов соединены с выпускным трубопроводом 2. Последний заглублен до 3 м и с небольшим уклоном выведен в общий коллектор выпуска отработавших газов. Кроме слесарного верстака 3, в моторном боксе нет другого вспомогательного оборудования, а электрические агрегаты, обслуживающие тормозную машину, размещены в отдельном помещении лаборатории.

Контрольные вопросы:

1. Каково назначение испытаний ДВС?
2. Перечислите виды испытаний ДВС.
3. Какова комплектация двигателя при контрольных испытаниях?
4. Какие параметры ДВС измеряются при стендовых испытаниях по ГОСТ 14846-81?
5. Приведите классификацию тормозных устройств стендов.
6. Перечислите преимущества электрических тормозных устройств.
7. Измерительные устройства стендов: их виды, назначение и принцип работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. «ИНДИЦИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ»

1. Основные понятия.

Индицированием называют процессы, связанные с записью быстроизменяющихся давлений в цилиндрах, каналах и внутренних полостях двигателей, например, в трубопроводах системы питания, картерной полости и др. В применении к цилиндрам двигателя такие записи называют *индикаторными диаграммами*, в других случаях – *осциллограммами*, поскольку записи ведут обычно с помощью осциллографов.

Индикаторные диаграммы давлений в цилиндрах позволяют с наибольшей надежностью определять среднее индикаторное давление в них и, следовательно, индикаторную мощность двигателя, оценивать особенности отдельных рабочих процессов, механические потери на трение в двигателе, жесткость его работы, температуру рабочего тела и т. д.

Устройства для записи быстроизменяющихся давлений называют *индикаторами*. По принципу действия их разделяют на электрические и пневмоэлектрические, или стробоскопические (точечные). Ранее для тихоходных двигателей применяли также механические индикаторы.

Электрические устройства индицирования обеспечивают запись мгновенных давлений в цилиндрах за каждый рабочий цикл двигателя, т. е. позволяют получать *одноцикловую* диаграмму. Стробоскопические последовательно фиксируют давления, относящиеся к отдельным точкам индикаторной диаграммы за время протекания сотен циклов, обеспечивая, таким образом, получение *многоцикловых* диаграмм.

Основными звеньями любых индикаторов являются датчики давления и регистрирующие приборы. В электрических индикаторах для регистрации используют магнитоэлектрические, но чаще всего электронные (катодные) осциллографы общего назначения.

Давления на диаграммах (осциллограммах) записывают в функции времени, угла поворота вала двигателя, хода поршня или объема цилиндра. В процессе индицирования на поле диаграммы наносят метки мертвых точек, момента подачи искры или топлива в цилиндры, времени в долях секунды и делают другие записи, необходимые для ее последующей обработки.

2. Одноцикловая диаграмма.

Электрические индикаторы основаны на применении осциллографов. На рис. 2.1 показана схема типичного индикатора, состоящего из пьезокварцевого датчика I, коаксиального соединительного кабеля II, электронного осциллографа III с усилителями постоянного тока для сигналов от двух датчиков, фотоприставки IV, блока питания V и фотоэлектрического отметчика VI, фиксирующего на диаграмме положение в.м.т.

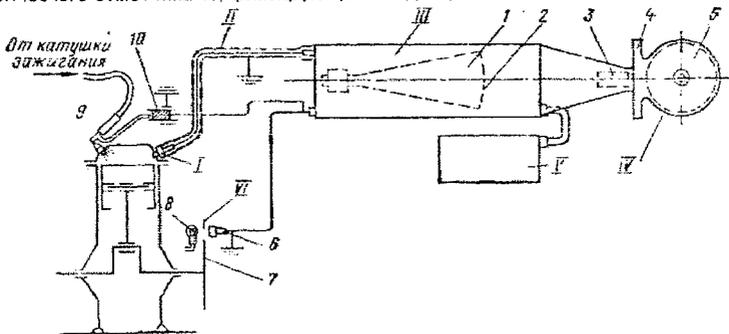


Рисунок 2.1 – Схема электрического индикатора с пьезокварцевым датчиком:
1 – двулучевая катодная трубка; 2 – флуоресцирующий экран; 3 – фотообъектив; 4 – кассета фотоприставки; 5 – вращающийся барабан с фоточувствительным материалом;
6 – фотоэлемент; 7 – вращающийся диск с отверстием для отметок в.м.т.; 8 – лампа;
9 – сопротивление против радиопомех; 10 – емкостный отметчик момента зажигания

Электронные индикаторы допускают запись давлений как по углу поворота вала двигателя, так и в зависимости от хода поршня, если на пластины горизонтальной развертки осциллографа подается напряжение, пропорциональное пути, пройденному поршнем. Диаграммы, воспроизводимые на экране электроннолучевой трубки, регистрируют на фотопленку, протягиваемую вращающимся барабаном синхронно с работой двигателя и скоростью съемки. В результате получают серию одноцикловых диаграмм (рис. 2.2).

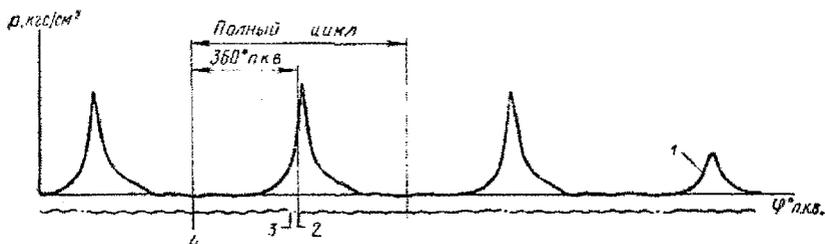


Рисунок 2.2 – Одноцикловая индикаторная диаграмма:
1 – цикл без зажигания; 2 – в.м.т.; 3 – отметка подачи искры; 4 – н.м.т.

Вследствие влияния различных случайных причин давления, фиксируемые в последовательных циклах (на одиночных диаграммах), могут заметно отличаться друг от друга. Поэтому, если возникает необходимость в осреднении диаграмм для более полной характеристики процесса, при регистрации используют неподвижную пленку.

При анализе индикаторной диаграммы нужно определить начало видимого сгорания в цилиндре, которое соответствует отрыву линии сгорания от линии сжатия. Чтобы найти эту точку, на рабочую индикаторную диаграмму необходимо наложить диаграмму сжатия – расширения. Для этой цели диаграмму сжатия – расширения без сгорания смеси фотографируют на ту же пленку, на которой зафиксированы рабочие индикаторные диаграммы без остановки вращения барабана фотопроставки. Обычно эту задачу решают с помощью устройства, которое позволяет выключать зажигание в последнем периоде фотографирования и обеспечивает фоторегистрацию процессов сжатия – расширения на ту же пленку (рис. 2.2).

3. Индицирование быстроходных двигателей.

Для индицирования быстроходных двигателей применяют пьезоэлектрические, емкостные, тензометрические и другие датчики, в связи с чем электрические индикаторы подразделяют соответственно на пьезоэлектрические, емкостные и т. д.

Наилучшими динамическими качествами из них обладают емкостные, в которых упругим элементом служит мембрана, не связанная механически с преобразователем. Близкими к ним свойствами обладают тензодатчики с непосредственным размещением преобразователя на мембране.

Определенные трудности вызывает необходимость охлаждения датчиков, так как электрические свойства, например кварцевых кристаллов, начинают заметно изменяться с увеличением температуры до 150° С и более. В связи с этим в практике индицирования применяют охлаждаемые датчики (рис. 2.3, а) или датчики с охлаждаемой мембраной (рис. 2.3, б)). Датчик с неохлаждаемой мембраной состоит из корпуса б с завальцованной в его нижнюю часть мембраной 1, на которую через шаровую опору 2 непосредственно опираются два кварцевых кристалла 3 (диаметром 4,5 и толщиной 2 мм). Вывод заряда осуществляют проводником 5, изолированным от верхней опоры кристаллов стеклянной трубкой 4 и от корпуса датчика керамической трубкой 7. Общее охлаждение датчика осуществляют водой, циркулирующей в полости его рубашки.

Датчик с охлаждаемой мембраной отличается от датчика с неохлаждаемой мембраной тем, что кристаллы кварца 10 и нижняя сферическая опора 11 помещены в герметический стальной стакан 15 с дном 14, изготовленным из медной фольги толщиной 0,1 мм и плотно облегающим нижнюю опору кристаллов. Кристаллы кварца через нижнюю опору и дно стакана опираются на мембрану 13, изготовленную из инвара и прижатую к корпусу датчика гайкой 12. Охлаждающая вода по каналу 8 поступает внутрь датчика, омывает мембрану и стакан, а затем по каналу 9 выводится из датчика. Вывод заряда осуществляют также, как в датчике с неохлаждаемой мембраной.

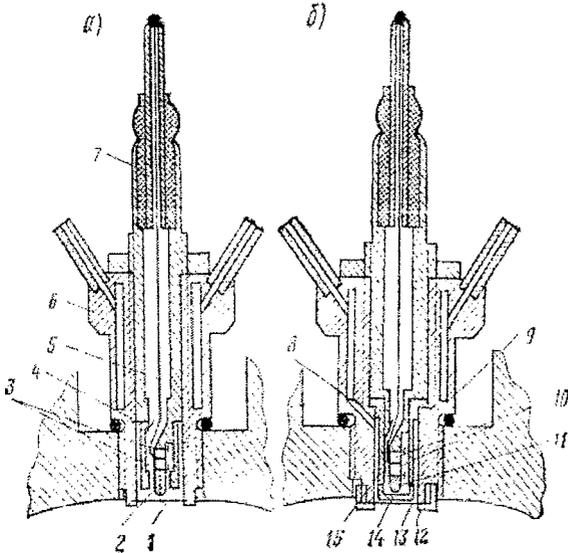
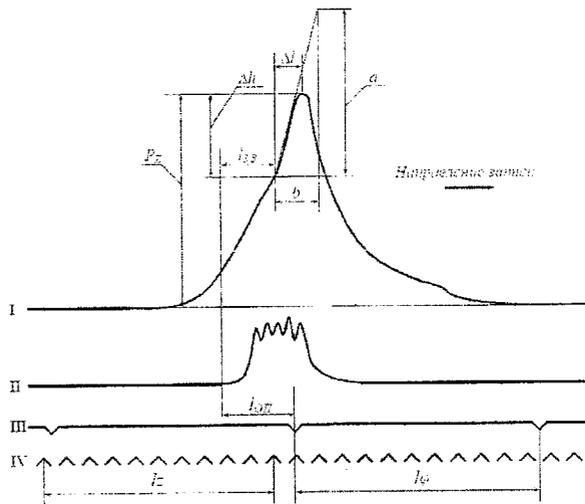


Рисунок 2.3 –
Пьезоэлектрические датчики

Рисунок 2.4 – Образец
одноциклового
осциллограммы:
I - давление в
цилиндре двигателя;
II - движение
иглы форсунки;
III - отметки верхней
мертвой точки;
IV - отметки времени.



4. Многоцикловая диаграмма.

Запись, получаемая с помощью пневмоэлектрических индикаторов, представляет собой усредненную по нескольким сотням циклов индикаторную диаграмму (рис. 2.5).

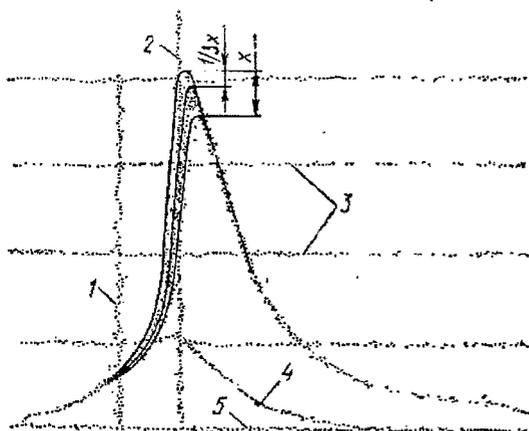


Рисунок 2.5 — Многоцикловая индикаторная диаграмма:
1 — зажигание; 2 — в.м.т.;
3 — линии тарировки давления;
4 — диаграмма сжатия-расширения; 5 — нулевая линия

На рис. 2.6 представлен пневмоэлектрический индикатор, состоящий из следующих основных узлов: приемников давления (датчиков); усилителя электрического импульса; регистрирующего устройства и пульта управления.

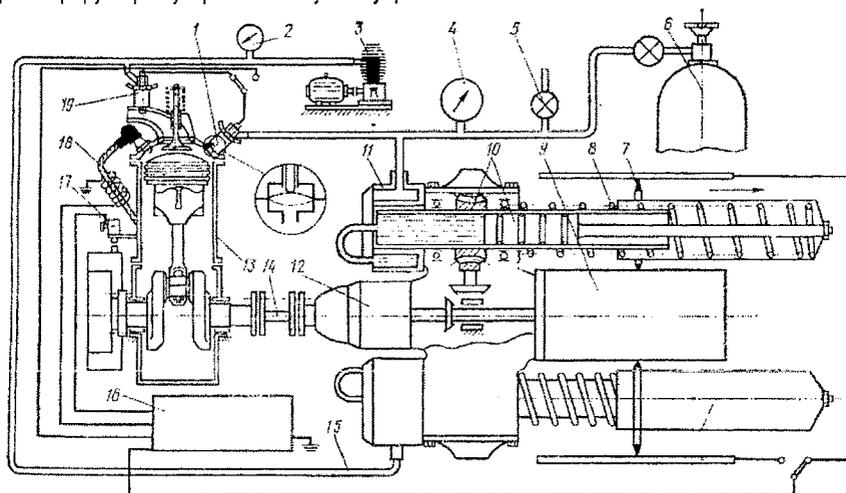


Рисунок 2.6 — Пневмоэлектрический индикатор МАИ-2А:
1, 19 — датчики давления; 2 — мановакуумметр; 3 — вакуумный насос; 4 — манометр; 5 — кран в атмосферу; 6 — баллон сжатого воздуха; 7 — искровой разрядник записывающей части; 8 — пружина; 9 — барабан; 10 — плунжерная пара; 11 — распределитель пневматической системы; 12 — записывающая часть индикатора; 13 — испытуемый двигатель; 14 — соединительный вал с эластичными муфтами; 15 — воздухопровод; 16 — преобразователь; 17 — индуктивный отметчик; 18 — отметчик момента вспышки

При индицировании испытуемого двигателя 13 в полость датчика 1 через распределитель 11 пневматической системы подают воздух под плавно изменяющимся давлением в пределах ожидаемого давления в цилиндре. Когда давление в цилиндре двигателя совпадает с давлением в полости датчика, или станет немного ниже, контактное устройство замыкает цепь и на выходе датчика возникает электрический сигнал, который усиливается и трансформируется в преобразователе 16 до напряжения 14 – 18 кВ. Усиленный сигнал поступает затем на разрядник 7 регистрирующего устройства 12, где образует искру, пробивающую на электротермической бумаге отверстие, видимое как черная точка. Бумагу закрепляют на барабане 9, приводимом во вращение через валик 14 и эластичные муфты от коленчатого вала индицируемого двигателя. Так как скорость изменения противодействия воздуха в датчике гораздо меньше скорости изменения давления в цилиндре, в каждом цикле лишь две точки соответствуют совпадению давления в цилиндре с противодействием воздуха в датчике: одна точка на линии повышения давления, другая на линии его понижения. Очевидно, в каждом последующем цикле это совпадение происходит при другой величине давления и на диаграмме будут пробиты еще два отверстия и т. д.

Соответствие величины давления в цилиндре положению точки (по высоте) на регистрационной бумаге достигается тем, что разрядник регистрационного устройства перемещается вдоль образующей барабана с помощью плунжерной пары 10 пневматического устройства, в которое подается воздух одновременно и под тем же давлением, что и в полость датчика. Это пневматическое устройство нагружено точно протарированной цилиндрической пружиной 8, благодаря чему разрядник ее перемещается строго пропорционально изменению давления в полости датчика. Подобрав посредством регулировочного крана определенную скорость изменения противодействия воздуха в датчике, можно получить на регистрационной бумаге серию точек (отверстий), настолько близко расположенных одна к другой, что они образуют почти непрерывную линию изменения давления в цилиндре (рис. 2.4).

Датчики давления для рассматриваемого индикатора изготавливают с учетом назначения. На рис. 2.7, а), б) показан датчик, в котором сварной корпус 1 охлаждается водой через штуцер 15 и имеет резьбовую соединительную часть. В нижней зоне его расположен узел чувствительного элемента – мембрана 5 и ограничители 4 и 6. Узел закрепляют в корпусе гайкой 11 через латунную шайбу 10, втулку 8 и сферическую шайбу 7. Контактный штифт 9 центрируют латунной нарезной втулкой 2, изолированной от корпуса приемника текстолитовым цилиндром 3 и текстолитовой втулкой 12. На верхней части контактного штифта сделаны нарезка под стопорящую гайку 14 и квадрат для поворота контакта при установке зазора в чувствительном элементе. От повреждения гайкой 14 втулку 12 предохраняют шайбой 13. В корпус ввертывают головку 22 с резьбовым штуцером 21, которым датчик соединяют с воздухораспределителем. Воздух проходит к мембране по радиальным отверстиям втулки 8 и через пазы, сделанные во втулке 2. Штуцером 21 зажимают изоляционную шайбу 18 с закрепленным на ней выводным контактом 19 и контактным штифтом 17. Пружины 16 и 20 служат эластичными проводниками.

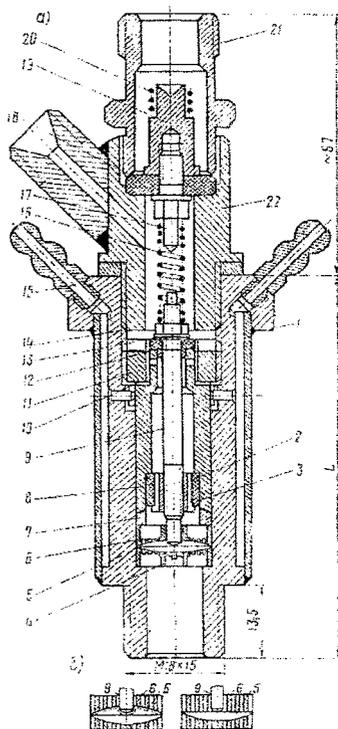


Рисунок 2.7 – Датчик давления пневмоэлектрического индикатора.

Центр мембраны, зажатой между ее ограничителями, может перемещаться в пределах зазора, равного 0,1 – 0,2 мм и образуемого внутренними сферическими поверхностями ограничителей. В верхнем положении мембрана, соприкасаясь с контактом 9, замыкает его на массу. При замыкании или размыкании контакта возникает электрический сигнал, поступающий затем в усилительное устройство. Давлением, поданным из баллона со сжатым воздухом во внутреннюю полость датчика, мембрана отжимается к нижнему седлу. Но под действием повышения давления в цилиндре наступает момент, когда давление во внутренней полости датчика выравнивается, а затем становится меньше давления в цилиндре. В результате мембрана отходит от нижнего ограничителя и прижимается к верхнему, замыкая контакт 9, вследствие чего и возникает электрический сигнал. При понижении давления в цилиндре в момент уравнивания давлений мембрана отходит от верхнего ограничителя, контакт 9 размыкается, вызывая повторный электрический сигнал.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение понятию «индицирование».
2. Приведите классификацию оборудования для снятия индикаторных диаграмм.
3. Порядок снятия одноциклового диаграммы.
4. Порядок снятия многоциклового диаграммы.
5. Индицирование быстроходных двигателей.
6. Устройство и работа пневмоэлектрического индикатора МАИ-2А.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3.
«СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.
ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОСТОГО ХОДА»

1. Основные понятия.

Скоростные характеристики двигателя представляют собой графические зависимости основных эффективных показателей его работы от частоты вращения коленчатого вала.

2. Внешние скоростные характеристики.

Внешней скоростной называют характеристику, получаемую при полном открытии дроссельной заслонки (заслонок в многокамерных карбюраторах) в двигателях с искровым зажиганием или при крайнем предельном положении рычага управления рейкой насоса высокого давления, соответствующем полной подаче топлива в дизелях при углах опережения зажигания (начала подачи топлива), указанных в технических условиях на двигатель.

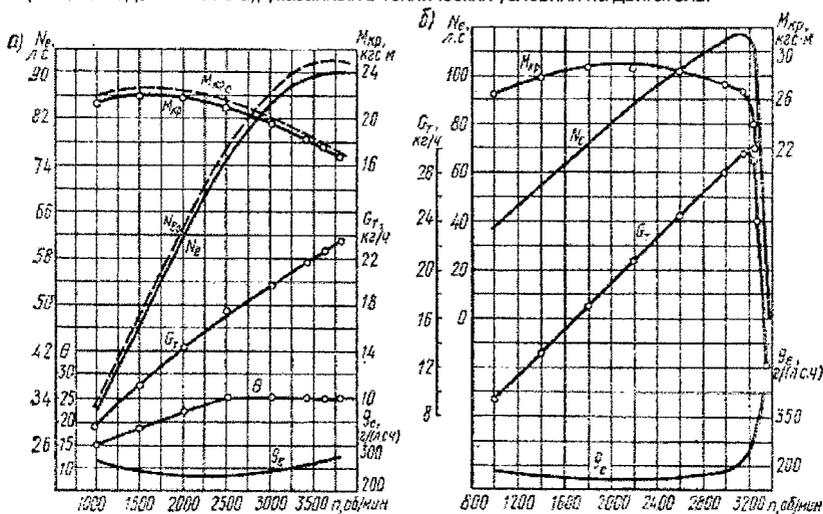


Рисунок 3.1 – Внешние скоростные характеристики:
а – карбюраторного двигателя; б – дизельного двигателя (с регуляторной ветвью)

Строго говоря, понятие внешней скоростной характеристики предполагает получение предельно возможных энергетических показателей двигателя. Для дизелей такие показатели, как известно, лежат за пределом дымления, когда коэффициент избытка воздуха $\alpha \rightarrow 1,0$. Однако с регулировкой насоса высокого давления на такую подачу топлива работать нельзя из-за обильного дымления и опасности выхода двигателя из строя вследствие повышенного нагарообразования в камере сгорания. Трудно на всех скоростных режимах обеспечивать также работу дизеля на пределе дымления. Поэтому крайнее положение рейки насоса, устанавливаемое заводом-изготовителем для полной подачи топлива, следует принимать как рациональный предел такой подачи. Следовательно, рассматриваемую скоростную характеристику в применении к дизелям можно лишь условно считать внешней.

С некоторыми оговорками этот термин применим и к двигателям с искровым зажиганием, поскольку упомянутая характеристика не является такой, именно внешней характеристикой, ниже которой располагаются все другие скоростные характеристики. Дело в

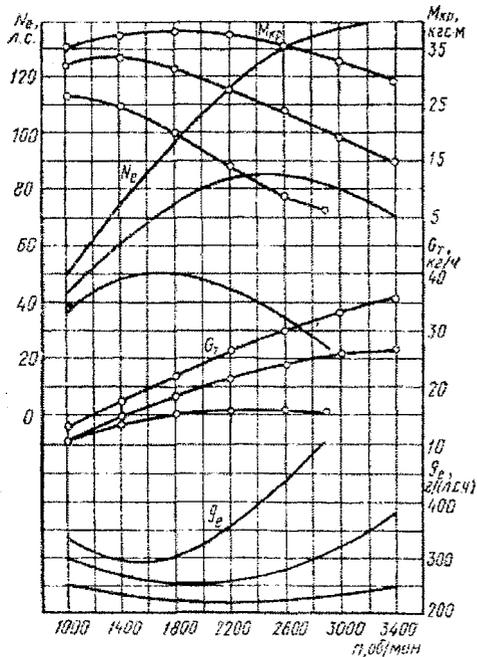
том, что предельно высокие энергетические показатели данного двигателя с искровым зажиганием можно получить только при оптимальных составах смеси и наивыгоднейших моментах подачи искры в цилиндры, а существующие устройства регулирования подачи искры не всегда могут это обеспечить в широком диапазоне скоростных режимов.

Типичные внешние скоростные характеристики двигателей с искровым зажиганием и дизелей показаны на рисунке 3.1. Прежде всего они позволяют оценивать энергетические и экономические показатели двигателя, определяют минимально устойчивые числа оборотов (n_{\min}) и числа оборотов вала, соответствующие максимальным величинам мощности и крутящего момента, минимальному удельному расходу топлива, а также дают представление о закономерности изменения других его оценочных параметров при заводской регулировке приборов питания и зажигания.

Кроме графического изображения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива, характеристику дополняют иногда графиками угла опережения зажигания или подачи топлива, разрежения в заданной зоне впускного тракта, температуры смеси или газа, расхода воздуха, состава смеси и т. д.

При наличии регулятора (или ограничителя) числа оборотов вала двигателя внешняя характеристика позволяет также определять момент включения регулятора (ограничителя) и судить о степени неравномерности работы последнего (рисунок 3.1, б). Согласно действующим ГОСТам, для двигателей с искровым зажиганием, снабженных ограничителем частоты вращения, скоростные характеристики определяются дважды: с включенным и отключенным ограничителем.

Снятие внешней скоростной характеристики заключается в следующем. При прогревом работающем двигателе увеличивают подачу горючей смеси (при внешнем смесеобразовании) или топлива (при внутреннем смесеобразовании) и одновременно нагружают



его с помощью тормозного устройства так, чтобы на режиме полной подачи вал двигателя развивал минимальное устойчивое число оборотов (n_{\min}). После необходимого корректирования теплового состояния двигателя и выдержки интервала времени, достаточного для достижения установившегося режима работы (режима, при котором измеряемые параметры изменяются за время измерения не более чем на $\pm 2\%$) производят замеры требуемых параметров (например, эффективного крутящего момента $M_{кр}$ и часового расхода топлива G_T). Далее нагрузку постепенно снижают, добываясь возрастания скорости вращения вала двигателя на 250 или 500 об/мин, и по выходе на установившийся режим работы снова делают замеры и т. д., до максимально допустимых оборотов вала.

Рисунок 3.2 – Частичные и внешняя скоростные характеристики

Для выявления более достоверной закономерности протекания внешней характеристики замеры повторяют, последовательно нагружая двигатель и уменьшая число оборотов его вала до n_{\min} .

Минимальное число оборотов вала двигателя при полной нагрузке, т. е. в случае работы по внешней скоростной характеристике, определяют путем торможения двигателя до наступления заметного колебания числа оборотов его вала, после чего нагрузку уменьшают до получения устойчивой работы в течение 10 мин.

После получения значений для $M_{сп}$ и G_T определяют эффективную мощность N_e и удельный расход топлива g_e :

$$N_e = \frac{M_{сп} \cdot n}{9550}, \text{ кВт}; \quad (3.1)$$

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_T}{N_e}, \text{ г/кВт ч}; \quad (3.2)$$

где $M_{сп}$, Нм; G_T , кг/ч; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

При снятии внешней скоростной характеристики следует учитывать, что получаемые эффективные показатели определенным образом зависят от состояния окружающей среды (давления, температуры и влажности воздуха). Поэтому сравнивать между собой данные различных испытаний и характеристики отдельных двигателей можно только после приведения результатов к стандартным атмосферным условиям. Исправленные показатели $M_{сп0}$, N_{e0} называют приведенными (на рис. 3.1, а они нанесены штриховыми линиями).

3. Частичная скоростная характеристика.

Частичной скоростной называют характеристику, получаемую при некоторых промежуточных положениях дроссельной заслонки (заслонок), постоянных для каждой характеристики, или неизменном промежуточном положении рычага управления, соответствующем неполной подаче топлива насосом высокого давления в дизелях.

Особенности протекания частичных скоростных характеристик поршневых двигателей можно проследить по графикам, представленным на рис. 3.2. Так же, как и внешние скоростные, эти характеристики позволяют оценивать основные параметры двигателей, но в случае работы с частичными нагрузками.

Метод получения частичных скоростных характеристик в принципе не отличается от определения внешней характеристики двигателя. Разница состоит лишь в выборе любого фиксированного положения для дроссельной заслонки или рейки насоса, отличного от полного их открытия или предельного перемещения.

4. Характеристика холостого хода.

Характеристика холостого хода представляет собой графическое изображение часового расхода топлива при работе двигателя без нагрузки. Для карбюраторных двигателей ее часто изображают также в виде графика разрежения $\Delta p_{ор}$ в задрозельном пространстве впускного тракта.

При снятии характеристики холостого хода тормоз отсоединяют и путем выбора положения для дроссельной заслонки или рейки насоса изменяют число оборотов вала прогретого двигателя от минимальных устойчивых до числа оборотов, равного $(0,6 n_{\max})$ для двигателей с искровым зажиганием и до n_{\max} для дизелей, соблюдая установленную регулировку приборов питания и зажигания.

Типичная характеристика холостого хода двигателя показана на рис. 3.3. От стабильности протекания этой характеристики в значительной степени зависит токсичность двигателя.

Минимальное число оборотов холостого хода двигателя определяют путем постепенного прикрытия дроссельной заслонки или уменьшения подачи топлива (в дизелях) до наступления неустойчивого вращения коленчатого вала, после чего число оборотов вала увеличивают до получения устойчивой работы двигателя в течение 10 мин.

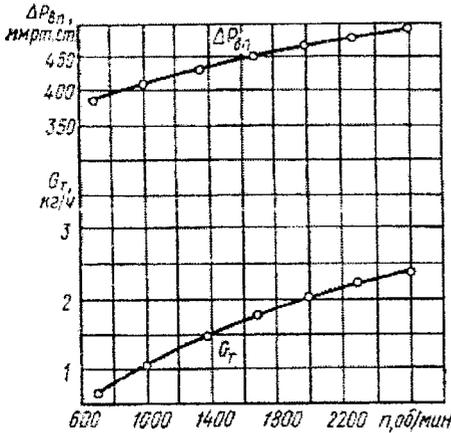


Рисунок 3.3 – Характеристики холостого хода

При измерении расхода топлива допускается определение только одной точки при минимальной частоте вращения холостого хода, для дизелей с двухрежимным регулятором определяют расход топлива в двух точках – при $n_{хх \min}$ и $n_{хх \max}$.

Контрольные вопросы:

1. Что называется внешней скоростной характеристикой?
2. Что называется частичной скоростной характеристикой?
3. Порядок получения характеристики холостого хода.
4. Снятие скоростных характеристик.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. «НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. ХАРАКТЕРИСТИКА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ»

1. Основные понятия.

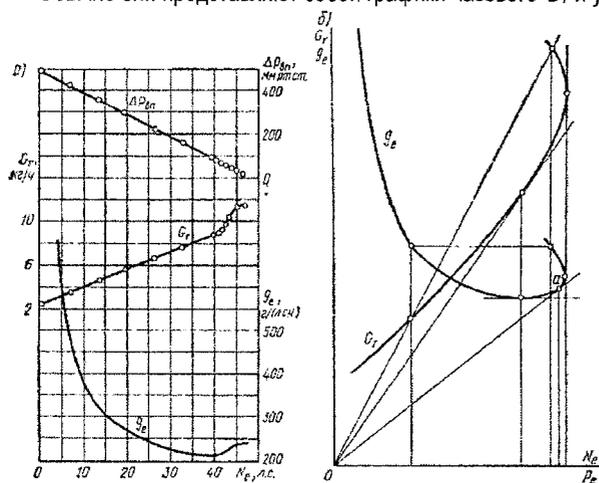
Нагрузочной характеристикой двигателя называется зависимость изменения часового G_T и удельного g_e расходов топлива от нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала.

Нагрузочная характеристика позволяет установить часовой G_T и удельный g_e расходы топлива на различных нагрузках, определить минимальный удельный и соответствующий ему часовой расход топлива, а тем самым и наивыгоднейший режим работы двигателя по мощности при заданной частоте вращения коленчатого вала.

В условиях эксплуатации двигатель работает в режиме нагрузочной характеристики, если автомобиль (трактор, тягач) движется на одной передаче с постоянной скоростью по дороге с переменным профилем или работает с переменной нагрузкой на крюке. При этом изменение нагрузки ведет к изменению часового и удельного расходов топлива.

При снятии нагрузочных характеристик двигатель прогревают до нормального теплового состояния, выводят его на заданный скоростной режим и постепенно изменяют открытие дросселя от полного до соответствующего холостому ходу в двигателях с внешним смесеобразованием или перемещают рейку топливного насоса дизельных двигателей в диапазоне от максимальной до минимальной подачи топлива, сохраняя заданный скоростной режим путем нагружения (разгружения) двигателя с помощью тормоза. В качестве независимого переменного параметра обычно принимается мощность, развиваемая двигателем. Однако независимыми переменными могут служить среднее эффективное давление p_e , показание динамометра тормоза P , часовой расход воздуха G_B , относительное открытие дросселя или перемещение рейки насоса (в дизелях) и другие параметры, характеризующие загрузенность двигателя. Для двигателей с искровым зажиганием удобным параметром является, например, давление во впускном трубопроводе $p_{вп}$, пропорционально которому изменяется наполнение цилиндров. Типичные нагрузочные характеристики показаны на рис. 4.1.

Обычно они представляют собой графики часового G_T и удельного g_e расходов топлива,



характеризующих изменение этих параметров по одному из указанных выше независимому переменному.

Рисунок 4.1 – Нагрузочная характеристика:
а – карбюраторного двигателя; б – дизельного двигателя

При необходимости характеристику дополняют графиками разрежения $\Delta p_{\text{вп}}$, возникающего во впускном трубопроводе, коэффициента избытка воздуха α , угла опережения зажигания θ° и другими параметрами.

Нагрузочные характеристики, снятые для ряда чисел оборотов вала, позволяют судить о закономерности часового расхода топлива по мере увеличения нагрузки, выявляют минимальные удельные расходы топлива, момент включения экономайзера в карбюраторных двигателях и величину максимальной мощности на этих скоростных режимах. Кроме того, представляется возможным определять начало видимого дымления дизелей (точка *a* на рис. 4.1, б).

2. Нагрузочные характеристики дизельных двигателей.

Напомним, что у дизелей образование топливовоздушной смеси происходит непосредственно в цилиндре в весьма короткие промежутки времени, измеряемые тысячными долями секунды. При этом коэффициент избытка воздуха α является средней величиной для всего количества топлива и воздуха, участвующих в данном цикле. В действительности впрыскиваемое топливо распределяется по объему камеры сгорания неравномерно, образуя зоны с различной концентрацией топлива и воздуха, т.е. с различными истинными значениями α . Вследствие этого в дизеле возможно значительное обеднение смеси до $\alpha = 1,4 \dots 1,6$, что позволяет осуществлять так называемое качественное регулирование мощности вплоть до холостого хода.

При качественном регулировании, т.е. при изменении состава смеси, изменении мощности двигателя при $n = \text{const}$ происходит за счет увеличения или уменьшения только количества топлива, впрыскиваемого за цикл при почти неизменном количестве воздуха. Практически это осуществляется изменением положения рейки топливного насоса. При этом коэффициент наполнения η_v , определяющий количество поступающего воздуха в цилиндр, с изменением нагрузки остается почти постоянным и лишь несколько уменьшается с увеличением мощности, вследствие увеличивающегося подогрева заряда. Поэтому с уменьшением нагрузки коэффициент избытка воздуха, как это видно из формулы:

$$\delta = \frac{G_B}{G_T \cdot I_0}; \quad (4.1)$$

где G_B , G_T - соответственно, расходы воздуха и топлива;

I_0 - стехиометрическое количество воздуха, будет зависеть, в основном, от изменения часового расхода топлива.

Например, с уменьшением G_T мощность уменьшается, а α возрастает до значений 4,5... 6,0. Индикаторный к.п.д. возрастает, в основном, вследствие увеличения η_i из-за уменьшения теплоемкостей продуктов сгорания. С уменьшением α (при увеличении нагрузки) индикаторный к.п.д. понижается и, особенно резко, при значениях α , приближающихся к единице. Наибольшая мощность двигателей по нагрузочной характеристике получается при максимальном значении величины (η_i, α) , определяющей качество протекания рабочего процесса. У дизелей $N_{\text{гmax}}$ достигается при значении α несколько большем единицы $\alpha_{\text{max}} = 1,05 \dots 1,1$. Однако уже при уменьшении коэффициента избытка воздуха ниже значений $\alpha_{\text{min}} \approx 1,25 \dots 1,6$, зависящих от типа камеры сгорания, процессы смесеобразования и сгорания ухудшаются вследствие резко возрастающей неоднородности смеси и недостатка воздуха в отдельных зонах камеры.

Ухудшение процессов наглядно проявляется в увеличении дымления отработавших газов, сопровождается резким ухудшением экономичности, перегревом двигателя и нагарообразованием.

Вследствие этого, двигательная работа дизелей на режимах максимальной мощности, т.е. при $(\eta_i/\alpha)_{\max}$ недопустима. Для предотвращения чрезмерного обогащения смеси, максимальную цикловую подачу топлива ограничивают установкой специальных упоров рейки, так как топливные насосы обычно изготавливаются с запасом по производительности. Отметим, что качественное регулирование мощности дизелей (отсутствие дросселирования на впуске в отличие от карбюраторных двигателей), возможность работы на бедных смесях и высокие степени сжатия определяют существенно большую экономичность рабочего процесса дизелей, особенно на режимах частичных нагрузок (до 20...30% в среднем) по сравнению с карбюраторными дизелями.

Примерный характер изменения основных показателей дизеля по нагрузочной характеристике показан на рисунке 6.

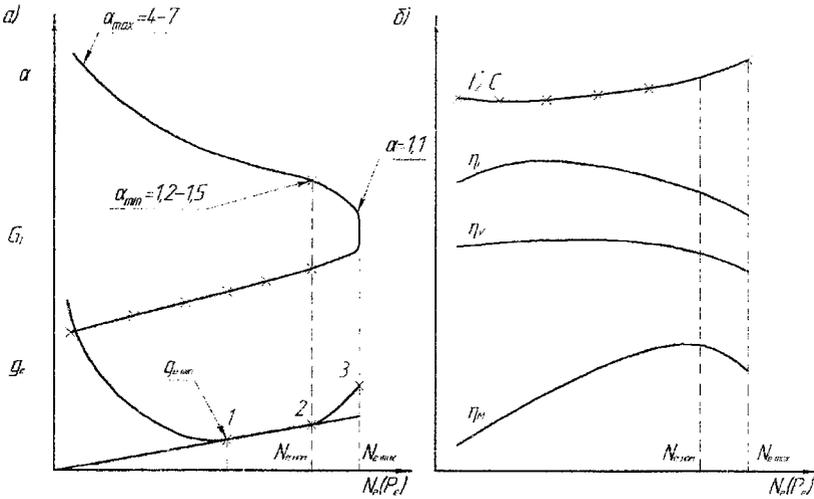


Рисунок 4.2 – Изменение основных показателей дизеля по нагрузочной характеристике.

Характер изменения кривой эффективного удельного расхода топлива определяется величиной, обратной произведению $\eta_i \cdot \eta_M$, что видно из известного выражения:

$$g_e = \frac{632 \cdot 10^3}{H_H \cdot z_i \cdot z_M} \text{ или } g_e = C \cdot \frac{1}{z_i \cdot z_M}; \quad (4.2)$$

где H_H – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

В связи с этим, кратко рассмотрим зависимости η_i и η_M от нагрузки. Увеличение количества подаваемого топлива с увеличением нагрузки, а также некоторое снижение η_v приводят к уменьшению α и, следовательно, к снижению индикаторного к.п.д. Некоторое увеличение η_i с увеличением N_e возможно лишь в области малых нагрузок, т.е. при очень бедных смесях ($\alpha > 6,0$).

Механический к.п.д. двигателя:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_i}; \quad (4.3)$$

где $N_i = N_e + N_M$

С увеличением нагрузки возрастает, так как абсолютная величина индикаторной мощности N_i , затрачиваемой на механические потери – N_M , изменяется незначительно, а ее относительная величина – (N_M / N_i) , по мере увеличения N_i снижается.

Рассматривая изменения удельного эффективного расхода топлива из графиков, можно увидеть, что резкое уменьшение g_e при переходе от холостого хода к малым нагрузкам обусловлено вначале одновременным увеличением механического и индикаторного к.п.д. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к уменьшению η_i , но более резкое возрастание механического к.п.д. продолжает обеспечивать плавное снижение удельного расхода топлива. Очевидно, что значение $g_{e\text{min}}$ (точка 1 на рис. 4.2) будет получено при нагрузке, когда произведение $\eta_i \cdot \eta_M$ станет максимальным. Величина a при этом находится в пределах 1,6...1,8. При увеличении нагрузки от точки 1 удельный расход топлива на участке 1-2 плавно возрастает, вследствие более значительного снижения η_i из-за уменьшения a и, следовательно, ухудшений условий смесеобразования и сгорания. Это приводит к возрастающей неполноте сгорания топлива, к увеличению его догорания на линии расширения и росту дымности отработавших газов. Точка 2 характеристики называется предельной по началу дымления и соответствует достижению минимально допустимого значения коэффициента избытка воздуха $a = 1,2...1,5$, при котором дымление находится в допустимых пределах (отработавшие газы имеют прозрачную окраску).

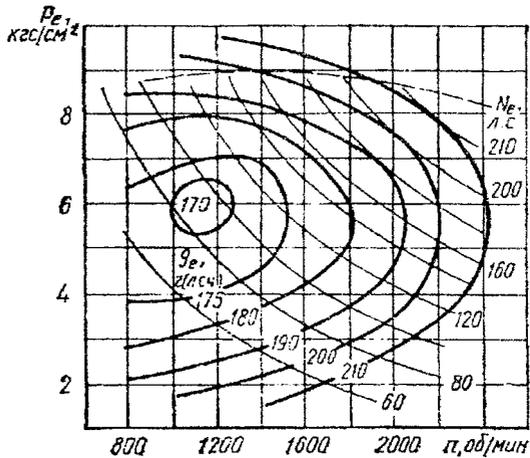
Дальнейшая форсировка дизеля от точки 2 (участок 2-3 рис. 4.2, а) путем увеличения подачи топлива хотя и приводит к некоторому увеличению мощности, но сопровождается резким ухудшением экономичности, перегревом двигателя, появлением черного дыма в отработавших газах, что является следствием резкого ухудшения процесса сгорания при уменьшении a ниже допустимого минимального предела a_{min} . Точка 3 соответствует достижению максимальной мощности на данном скоростном режиме, т.е. условию, когда фактор (η_i / a) имеет максимальное значение и величина a близка к единице. Длительная эксплуатация дизеля на этом режиме, вследствие отмеченных ранее причин, невозможна без снижения долговечности и надежности работы. Поэтому предельно допустимая нагрузка ($N_{\text{срред}}$) ограничивается точкой начала дымления (точка 2), которая ориентировочно может быть определена по нагрузочной характеристике касанием луча, проведенного из начала координат к кривой g_e . В точке 2 отношение g_e / N_e или g_e / P_e достигает минимума. Отметим, что получить участки 2-3 характеристики на серийных двигателях невозможно из-за наличия упора рейки.

Нагрузочные характеристики, снятые для ряда частот вращения вала, позволяют судить о закономерности изменения часового расхода топлива по мере увеличения нагрузки, выявляют минимальные удельные расходы топлива, момент включения экономайзера в карбюраторных двигателях и величину максимальной мощности на этих скоростных режимах. Кроме того, представляется возможным определять начало видимого дымления дизелей (точка а на рис. 4.1, б), строить регулировочные характеристики по давлениям впуска и выпуска (ГОСТ 18509-73).

3. Многопараметровые характеристики.

Наглядность графического изображения характерных параметров двигателя несколько утрачивается, когда приходится иметь дело с большой серией характеристик. Поэтому с целью устранения этого недостатка целесообразно строить многопараметровые характеристики (рис. 4.3).

Рисунок 4.3 – Многопараметровая характеристика дизеля.



Многопараметровые или универсальные характеристики в общем случае строят в координатах x и y по результатам обработки серии исходных характеристик, выявляющих зависимость обследуемого параметра z от переменного x при различных постоянных значениях y . Поскольку каждая точка многопараметровой характеристики соответствует лишь одной паре значений x и y , ей можно приписать определенное значение z , взятое из вспомогательных характеристик. Многопараметровая характеристика, получающаяся соединением точек, имеющих одинаковые значения z , наглядно показывает характер изменения и величину z при любых возможных значениях x и y . На рис. 4.3 многопараметровая характеристика обобщает серию нагрузочных характеристик, снятых на нескольких скоростных режимах двигателя. Линии удельного расхода топлива g_e , нанесенные на характеристики, дают полное представление об экономичности двигателя во всем диапазоне его возможных скоростей и нагрузок и выявляют зону режимов наибольшей экономичности. На многопараметровую характеристику наносят также линии постоянных значений дополнительных показателей. Такими в рассматриваемом случае являются графики мощности и начала видного дымления (последний показан штриховой линией и определяет предельно допустимые значения p_e).

4. Характеристика механических потерь в двигателе.

Условная мощность механических потерь представляет собой графическое изображение мощности, затрачиваемой на преодоление трения в механизмах двигателя и на привод вспомогательного оборудования при изменении числа оборотов. Такая характеристика должна выявлять мощность, затрачиваемую на преодоление трения и на приведение в действие механизмов и агрегатов, обслуживающих двигатель в эксплуатации, за исключением вентилятора и глушителя шума отработавших газов, а также оборудования, предназначенного для обслуживания шасси (компрессора, насоса гидросилителя руля и т. п.). В мощность механических потерь условно включают также мощность, затрачиваемую на газообмен в двигателе – насосные потери.

Характеристику механических потерь снимают методом прокручивания вала испытуемого двигателя с помощью балансирующей электрической машины, работающей в моторном режиме, в диапазоне чисел оборотов ($n_{min} - n_{max}$) при выключенном зажигании и полном открытии дросселя. В промежутках между измерениями в опытных точках температуры охлаждающей жидкости и масла поддерживают в пределах, указанных в технических условиях на двигатель, при отсутствии таких указаний температуру охлаждающей жидкости на выходе из двигателя поддерживают в пределах $75 - 85^\circ\text{C}$, а температуру масла – в пределах $80 - 100^\circ\text{C}$.

Кроме мощности механических потерь $N_{мп}$ на рассматриваемую характеристику наносят графики условного среднего давления механических потерь $p_{мп}$ и механического к.п.д. двигателя η_m (рис. 4.4).

Условное среднее давление представляет собой разность между суммой условных средних индикаторных давлений всех цилиндров и средним эффективным давлением двигателя. Сняв показания P динамометра тормозной установки, величину $p_{мп}$ можно вычислить по формуле:

$$p_{мп} = a P, \text{ Н/см}^2 \text{ (кгс/см}^2\text{)}; \quad (4.4)$$

где P , Н или кгс;

$a = 1,256 \cdot 10^4 L / (i V_h)$ – для четырехтактных двигателей;

$a = 0,628 \cdot 10^4 L / (i V_h)$ – для двухтактных двигателей;

L – плечо весового устройства тормоза, м;

i – число цилиндров;

V_h – рабочий объем цилиндра, л.

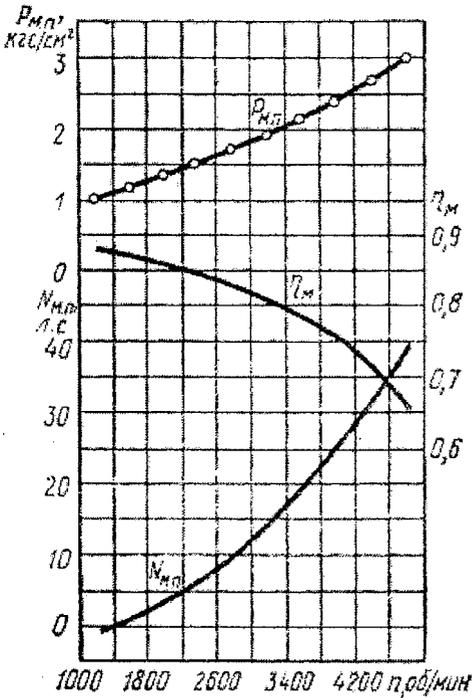


Рисунок 4.4 – Характеристики внутренних потерь и механического к.п.д. двигателя.

ГОСТы на испытания двигателей допускают также определение механических потерь методом выключения цилиндров при работе с полностью открытым дросселем (при полной подаче топлива для дизелей) и частоте вращения коленчатого вала, соответствующей $M_{кр \max}$. При испытании определяют разность между мощностью, развиваемой двигателем во время работы всех цилиндров, и мощностью, развиваемой двигателем при выключенном зажигании (подаче топлива) в одном из цилиндров, т.е. определяют индикаторную мощность цилиндра. Вычитание эффективной мощности двигателя из суммы индикаторных мощностей всех цилиндров дает значение мощности, затрачиваемой на механические потери.

Перед выключением очередного цилиндра двигатель должен проработать на всех включенных цилиндрах до восстановления принятого теплового состояния (температур масла и воды), а после отключения цилиндра уменьшением нагрузки восстановить снижающуюся при этом скорость вращения вала до заданной. Колебания чисел оборотов относительно принятых не должны превышать $\pm 1\%$.

Методом выключения цилиндров определяют одновременно и равномерность их работы, которую оценивают коэффициентом равномерности:

$$\Delta = N_{i \min} / N_{i \max}; \quad (4.5)$$

где $N_{i \min}$ и $N_{i \max}$ – соответственно наименьшее и наибольшее значение условной индикаторной цилиндровой мощности.

Изложенные методы, являясь наиболее простыми, не дают, однако, точного представления о величине механических потерь, так как погрешность их достигает $\pm 30\%$ и более. Они могут быть поэтому рекомендованы лишь для типовых испытаний двигателей.

В исследовательской практике для определения величины механических потерь применяют обычно прямое индицирование цилиндров двигателя. Определив этим методом механический к.п.д., можно найти мощность механических потерь с ошибкой, не превышающей $\pm 5\%$:

$$\eta_m = N_e / N_i; \quad N_{мп} = (1 - \eta_m)N_i; \quad (4.6)$$

Применение данного метода ограничивается чисто техническими трудностями, связанными с необходимостью индицирования всех цилиндров двигателя. Поэтому в последнее время величину механических потерь все чаще определяют методом так называемого двойного выбега, не требующего громоздкого оборудования. Для этого снимают тахограммы вращения коленчатого вала двигателя, которое он совершает после отключения подачи топлива или выключения зажигания за счет запаса кинетической энергии его движущихся деталей (первый выбег) и совместно с известным дополнительным моментом инерции (второй выбег). Точность метода не уступает точности прямого индицирования.

При исследовании рабочего процесса ДВС возникает необходимость определения мощности механических потерь N_m в зависимости от частотного и нагрузочного режимов работы двигателя. Такие методы определения мощности механических потерь N_m , как индицирование, выключение цилиндров, прокручивание коленчатого вала от постороннего источника, либо довольно трудоемки и требуют сложной измерительной аппаратуры, либо не дают возможности определить влияния нагрузки на механические потери. В этом случае удобным является метод определения мощности механических потерь по нагрузочной характеристике.

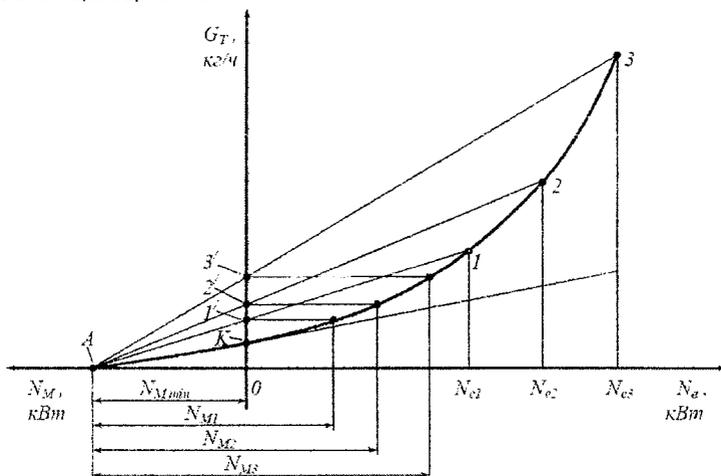


Рисунок 4.5 – Зависимость часового расхода топлива от эффективной мощности.

Метод основан на графической обработке кривой изменения часового расхода топлива $G_T = f(N_e)$ по нагрузочной характеристике в координатах $G_T - N_e$. Суть его заключается в том, что снимается нагрузочная характеристика двигателя для заданной частоты вращения, и определяются значения G_T при различных значениях мощности, в том числе n при $N_e = 0$ (рис. 4.5). Через точку K , расположенную на оси $0 - G_T$ (при $N_e = 0$), проводится касательная к кривой $G_T = f(N_e)$ до пересечения с осью $0 - N_M$ в точке A . Согласно методу часового расхода топлива, отрезок OA соответствует мощности механических потерь N_{Mmin} на данном частотном режиме при отсутствии нагрузки на двигатель.

Выберем на кривой $G_T = f(N_e)$ точки 1, 2, 3, соответствующие значениям эффективной мощности N_{e1}, N_{e2}, N_{e3} . Если соединить точку A линиями с точками 1, 2, 3 на кривой $G_T = f(N_e)$, то при пересечении этих линий с осью $0 - G_T$ будут получены точки $1', 2', 3'$. Для определения мощности механических потерь на режимах 1, 2, 3 (значения эффективной мощности N_{e1}, N_{e2}, N_{e3}) необходимо через точки $1', 2', 3'$ провести прямые, параллельные оси абсцисс. Проекция точек пересечения данных прямых с кривой $G_T = f(N_e)$ на ось $0 - N_e$ будут соответствовать значениям мощности механических потерь N_{M1}, N_{M2}, N_{M3} .

Для известных значений N_M и N_e определяем механический КПД по формуле (4.3).

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение нагрузочной характеристики.
2. Особенности нагрузочной характеристики дизельного двигателя.
3. Многопараметровые характеристики.
4. Определение характеристик механических потерь в двигателе.
5. Поясните сущность метода выключения цилиндров.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. «РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ»

1. Основные понятия.

Выбор регулировок систем питания и зажигания двигателей, обеспечивающих длительную работу их в тяжелых условиях без перегрева и детонации, проводят, как правило, экспериментальным путем, методом снятия характеристик, называемых *регулируемыми*. В основу таких характеристик обычно положен расход топлива и угол опережения зажигания или момент подачи топлива в цилиндры, а также расход воздуха при неизменной нагрузке или пропорциональное расходу воздуха давление в определенной зоне впускного тракта, например, в диффузоре или в дроссельном пространстве. Характеристики позволяют выявлять составы рабочей смеси и оптимальные моменты ее воспламенения, при которых на заданном режиме наиболее полно можно использовать тепло, вносимое топливом в цилиндры, или обеспечить получение возможно большей литровой мощности.

Регулировочные характеристики снимают при доводке новых двигателей и аппаратуры питания, а также в целях уточнения регулировок, изучения распределения смеси по цилиндрам и т. д.

2. Регулировочные характеристики по расходу топлива (или по составу смеси) представляют собой графическое изображение зависимости эффективной мощности N_e и эффективного удельного расхода топлива g_e от расхода топлива G_T (коэффициента избытка воздуха α) при постоянных числах оборотов n вала двигателя, положении дроссельной заслонки (заслонок), температурах нагрева масла и охлаждающей жидкости и наиболее выгодном угле опережения зажигания (подачи топлива) в цилиндры.

На рис. 5.1 а) приведена типичная для карбюраторного двигателя регулировочная характеристика по расходу топлива и указаны приемы графической ее обработки.

На рис. 5.1 б) изображены регулировочные характеристики по расходу топлива, снятые при различных положениях дроссельной заслонки.

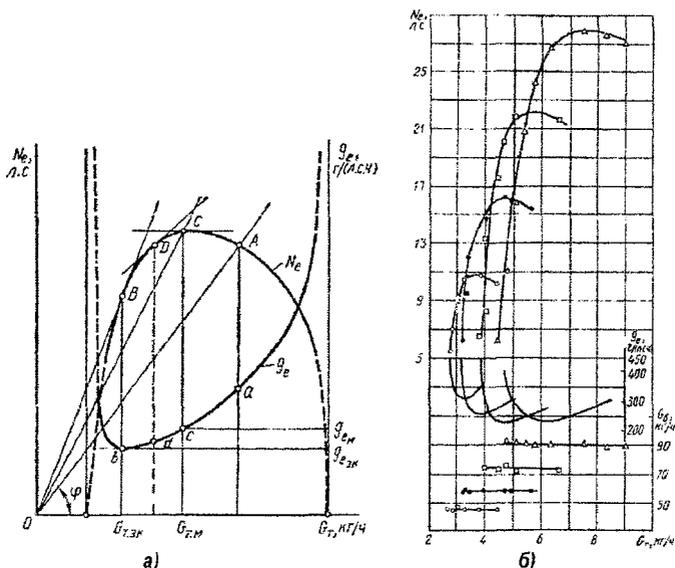


Рисунок 5.1 – Регулировочные характеристики двигателя по расходу топлива.

Снятие регулировочной характеристики по расходу топлива заключается в следующем. Двигатель прогревают и выводят на скоростной режим с заданным числом n оборотов вала, которые сохраняют постоянными на всем возможном при этом диапазоне изменения мощности N_e . С этой целью постепенно увеличивают открытие дроссельной заслонки до нужной величины и одновременно с помощью тормоза повышают нагрузку так, чтобы обеспечить принятое $n = \text{const}$. Снятие характеристики можно начинать как с переобедненных, так и с переобогащенных составов горючей смеси. Для повышения достоверности результатов последовательно используют и тот и другой варианты.

Для снятия характеристики с переобедненных составов уменьшают подачу топлива до появления хлопков и выброса пламени в карбюратор путем изменения проходного сечения дозирующего отверстия в топливном жиклере с помощью регулировочной иглы или изменением давления в поплавковой камере или другим способом. После этого несколько обогащают смесь до установления сравнительно стабильной работы двигателя без хлопков в карбюратор. Так как вследствие обеднения смеси обороты вала и мощность двигателя резко снижаются, то его одновременно разгружают и добиваются сохранения заданного $n = \text{const}$ при θ_n – наименьшем угле опережения подачи искры, т. е. угле подачи, соответствующем наибольшей величине показаний весового устройства тормоза с данной регулировкой.

С установленным расходом топлива двигатель выдерживают на принятом режиме до выравнивания его теплового состояния и после окончательной корректировки числа оборотов вала и угла опережения подачи искры проводят замеры нужных параметров.

После окончания замеров увеличивают несколько подачу топлива и снова делают замеры, соблюдая описанные выше условия. Из-за повышенного нагарообразования в камере сгорания при работе двигателя на переобогащенных смесях снятие характеристики ограничивают лишь выявлением максимума мощности, для чего после возможной точки перегиба характеристики делают два-три замера.

Возможный диапазон расхода топлива G_T ограничен пределами воспламеняемости горючей смеси. В теоретическом случае при достижении расхода топлива этих пределов $N_e = 0$ (рис. 5.1 а), а в зоне близких к ним значений G_T двигатель работает неустойчиво. При изменении расхода топлива в зоне между двумя неустойчивыми рабочими состояниями двигателя величина N_e возрастает до максимума на данных скоростном и нагрузочном режимах и потом вновь снижается, причем резко, если расход топлива уменьшается от его значения G_T , соответствующего указанному максимуму мощности. Величина g_e возрастает до бесконечности при крайних значениях расхода топлива G_T , как показано штриховыми линиями.

На графиках (см. рис. 5.1 а) отмечена точка b , соответствующая наиболее экономичной работе двигателя, и точка C , характеризующая его работу с максимальной мощностью. Этим двум точкам соответствуют величины $g_{e, \text{эк}} (G_{T, \text{эк}})$ и $g_{e, \text{М}} (G_{T, \text{М}})$. Главную дозирующую систему карбюраторов настраивают на расходы, лежащие между $G_{T, \text{эк}}$ и $G_{T, \text{М}}$.

Для нахождения этих расходов используют один из способов, известных под названием *двух касательных и треугольника*.

Способ двух касательных состоит в том, что из начала координат проводят касательную линию к левой ветви графика N_e (луч OB на рис. 5.1 а) и касательную линию к этому графику, параллельную оси абсцисс, т. е. линию, проходящую через точку C . Перпендикуляр, опущенный из точки пересечения этих двух касательных на ось абсцисс, и определяет часовой расход топлива, на который регулируют карбюратор.

Способ треугольника рациональнее и состоит в проведении одной касательной линии к левой ветви графика N_e с тангенсом угла, равным $1 \text{ л. с.}/(кг/ч)$ (точка D). Перпендикуляр, опущенный из этой точки на ось абсцисс (показан штриховой линией), определяет часовой расход топлива, на который предпочтительнее регулировать карбюратор. Чтобы точнее найти нужный угол наклона касательной, на формате графика строят вспомогательный треугольник с катетами, параллельными осям координат. При этом число единиц расхода топлива и мощности принимают численно одинаковыми, учитывая масштабы построения характеристики. Гипотенуза такого треугольника и определяет направление искомой касательной линии.

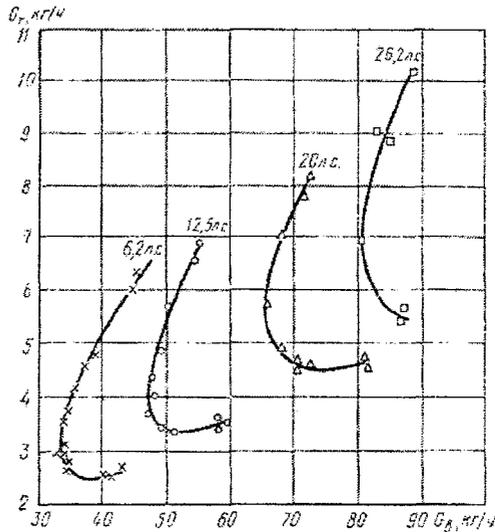
3. Регулировочные характеристики по расходу топлива при неизменной нагрузке, или постоянной мощности двигателя, выражают расход топлива G_T в функции расхода воздуха G_B или давления $p_{вп}$ во впускном тракте.

Положение дроссельной заслонки в этом случае не фиксируют, а выбирают в зависимости от расхода топлива таким образом, чтобы сохранить $N_e = \text{const}$ при $n = \text{const}$. В результате изменяются G_B и $p_{вп}$.

Снятие регулировочной характеристики при $N_e = \text{const}$ сводится к следующему. Испытуемый двигатель прогревают и выводят на заданный скоростной режим работы. Потом постепенно открывают дроссельную заслонку и одновременно притормаживают двигатель до желаемой степени нагруженности при наивыгоднейшем угле опережения зажигания θ_n . Изменяют состав смеси, несколько обогащая ее против обычной регулировки, а изменившийся режим работы восстанавливают с помощью дроссельной заслонки. После необходимой выдержки, выравнивания теплового состояния двигателя и корректировки угла опережения зажигания производят нужные замеры.

Далее, постепенно обедняя горючую смесь, переходят к следующему замеру, соблюдая изложенную выше последовательность, пока не наступает явно неустойчивая работа двигателя вследствие переобеднения горючей смеси. Корректировать нагрузку тормозом не требуется, если последний обладает достаточно стабильной характеристикой. Опыт показывает, что данные характеристики целесообразно снимать, начиная с обогащенных горючих смесей, поскольку на переобедненных смесях при одновременном изменении расхода топлива и воздуха труднее бывает устанавливать нужный режим работы.

Рисунок 5.2 – Регулировочные характеристики, снятые при постоянной мощности на режиме $n = 2500$ об/мин



Удельный расход топлива при $N_e = \text{const}$ изменяется прямо пропорционально его часовому расходу, поэтому для оценки технико-экономических показателей двигателя достаточно построить всего один график часового расхода топлива в зависимости от изменения расхода воздуха (см. рис. 5.2) или, в крайнем случае, определить эту зависимость от $p_{вп}$, т. е. от величины давления во впускном трубопроводе, выражаемом в мм рт. ст.

Для определения расходов топлива, соответствующих максимальной мощности и наибольшей экономичности, по графикам (рис. 5.2) в первом случае достаточно восстановить перпендикуляр к оси абсцисс так, чтобы он был касателен к кривой G_T , а во втором – касательная к кривой G_T должна быть перпендикулярна к оси ординат. Таким образом, для принятой нагрузки на заданном скоростном режиме меньшему расходу воздуха отвечает $G_{Tм}$, и соответственно α_m , а большей величине расхода – $G_{Tэк}$ и $\alpha_{эк}$. Следовательно, регулировочная характеристика в координатах $G_T = f(G_B)$ выявляет как обычные топливные оценочные параметры двигателя, так и полноту использования рабочего тела (воздуха) в его цилиндрах в связи с особенностями приготовления горючей смеси или другими факторами.

Регулировочные характеристики, снятые при $N_e = \text{const}$, позволяют в одних и тех же координатах строить графики для большинства частичных нагрузок, включая и холостой ход. Однако этим способом нельзя обследовать режимы полных нагрузок и нагрузок, близких к полным, поскольку возможность манипуляции дроссельной заслонкой отсутствует или весьма ограничена. По этой причине на графиках (рис. 5.2) при $N_e = 26,2$ не выявлена величина $G_{T_{\text{эк}}}$.

Следовательно, регулировочные характеристики при полных и близких к ним нагрузках можно снимать только по способу с фиксированным положением дроссельных заслонок, т. е. определять зависимость $N_e = f(G_T)$ при $n = \text{const}$.

Для дистанционного управления расходом топлива при снятии регулировочных характеристик широко применяют устройства, основанные на способе изменения давления над поверхностью топлива в поплавковой камере карбюратора.

На рис. 5.3, а) показано устройство, рассчитанное на использование сжатого воздуха с давлением до $4-5 \text{ кгс/см}^2$. Через кран 4 воздух подают к струйному насосу 3, а через игольчатый вентиль 5 подводят к пьезометру 2 и фильтру 6. Изменяя положение вентиля 5, устанавливают пьезометр на нулевую отметку, что свидетельствует о равенстве давлений в полостях 1 поплавковой камеры карбюратора и 6 – воздушного фильтра двигателя, или же создают нужный перепад давлений с целью уменьшения (увеличения) расхода топлива из поплавковой камеры. Недостатком такого устройства является необходимость полной герметизации поплавковой камеры карбюратора.

На рис. 5.3, б) представлено устройство, требующее герметизации только зоны ввода воздуха в воздушный жиклер 8 главной дозирующей системы карбюратора. Разрежение у топливного жиклера 9 регулируют при этом иглой 7, причем жиклер предварительно рассверливают.

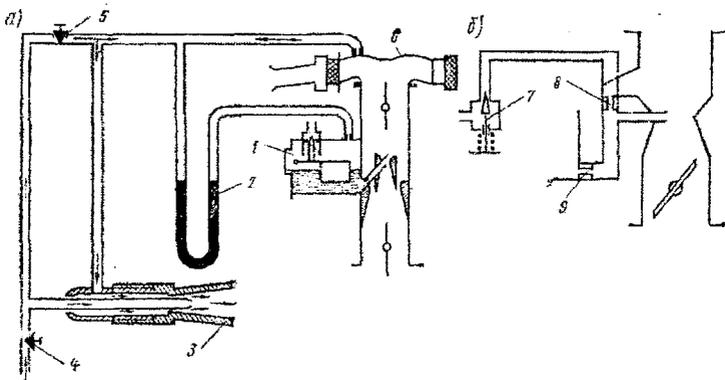


Рисунок 5.3 – Устройства для регулирования расхода топлива одно- и многокамерными карбюраторами:
а – со струйным насосом; б – с иглой на входе в воздушный жиклер главной дозирующей системы карбюратора

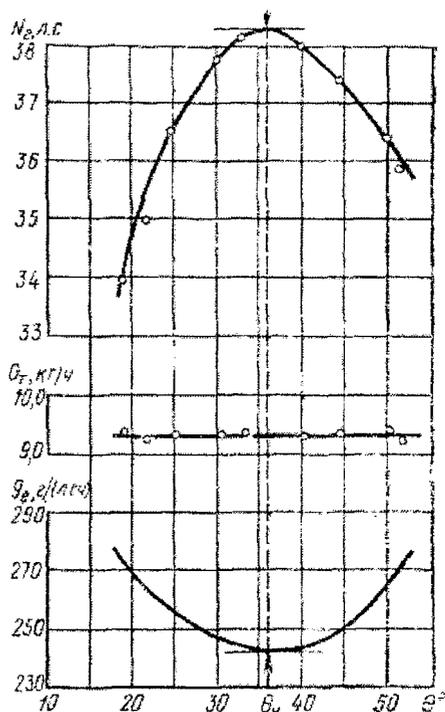
4. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания.

Данные характеристики представляют собой графическое изображение зависимости эффективной мощности N_e , часового G_T и удельного g_e расходов топлива от момента подачи электрической искры в цилиндры двигателя при работе на заданном скоростном режиме и неизменном расходе воздуха.

Такие характеристики обычно снимают с целью выявить наиболее выгодные моменты зажигания рабочей смеси в цилиндрах прогретого двигателя, при которых с наибольшей полнотой можно использовать тепло, получаемое вследствие сгорания топлива на различных нагрузочных и скоростных режимах работы. Так, согласно теории двигателя и опыта, желательно, чтобы в любом случае давление в цилиндре достигало своего максимума вблизи в.м.т., точнее через $10-15^\circ$ после завершения такта сжатия, когда поршень движется уже к н.м.т., совершая ход расширения. Отклонение от этого в ту или другую сторону приводит к определенному, а в известных условиях к резкому ухудшению технико-экономических показателей двигателя. Поэтому правильный выбор так называемого угла опережения зажигания имеет большое практическое значение.

Типичная характеристика по зажиганию, снятая с двигателя МЗМА-408 на режиме полной нагрузки при $n = 3000$ об/мин, показана на рис. 5.4.

Рисунок 5.4 – Регулировочная характеристика двигателя по углу опережения зажигания, снятая при полном открытии дроссельных заслонок.



Как следует из рисунка, наибольшую мощность на данном режиме двигатель развивает только с одним, вполне определенным углом опережения подачи искры в цилиндры. Уменьшение или увеличение угла θ приводят к значительному снижению мощности. А поскольку часовой расход топлива G_t при неизменных оборотах вала и положении дроссельных заслонок постоянен (см. рис. 5.4), то величины удельного расхода топлива изменяются обратно пропорционально изменению мощности. Поэтому максимум мощности и минимум удельного расхода топлива в данном случае всегда наблюдаются при одинаковом угле подачи искры в цилиндры. Такой угол опережения называют *наиболее выгодным* для принятого режима и обозначают θ_n .

Работать с углами большими чем θ_n нецелесообразно не только из-за ухудшения показателей, но также вследствие возникновения детонации, разрушающей механизмы двигателя. Практика показывает, что раннее появление детонации не всегда позволяет настраивать систему зажигания на наиболее выгодные углы подачи искры в цилиндры без перехода на более качественное топливо. Для решения этой проблемы обычно снимают серию характеристик по зажиганию, прежде всего на больших и полных нагрузках и различных скоростных режимах, поскольку значения θ_n изменяются по нагрузке и по оборотам вала. Значение θ_n возрастает с уменьшением нагрузки и увеличением числа оборотов вала.

Снятие характеристики по углу опережения зажигания осуществляется следующим образом. Двигатель, оснащенный устройством, позволяющим изменять и фиксировать

момент подачи искры, прогревают до нормального теплового состояния. Далее, путем одновременного открытия дроссельной заслонки и регулирования нагрузки с помощью тормоза, выводят на заданный режим испытаний. Потом уменьшают угол опережения подачи искры до наступления заметного падения мощности двигателя, что вызывает также неизбежное снижение числа оборотов коленчатого вала. Чтобы восстановить принятый скоростной режим работы, двигатель соответственно разгружают и после не обходимого корректирования теплового состояния делают нужные замеры, включая угол, определяющий момент подачи искры в цилиндры. Затем на $3-5^\circ$ увеличивают значение угла θ и снова выходят на заданный режим, строго соблюдая одинаковость условий последующих замеров, пока вновь не наступает заметное падение мощности из-за слишком раннего зажигания смеси в цилиндре.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение понятию «регулируемые характеристики».
2. Виды регулировочных характеристик.
3. Поясните сущность «метода касательных».
4. Поясните сущность «метода треугольника».
5. Характеристики по расходу топлива: определение, назначение и порядок снятия.
6. Оборудование для регулирования расхода топлива при снятии характеристик ДВС.
7. Характеристики по углу опережения зажигания.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. «РЕГУЛЯТОРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ»

1. Общие положения.

Конструктивные особенности РЧВ. Под РЧВ понимаются автоматические устройства, воспринимающие отклонение частоты вращения коленчатого вала от заданного значения и воздействующие на орган управления двигателя таким образом, чтобы ограничить эти отклонения. Следовательно, задачей РЧВ является обеспечение устойчивой работы двигателя по частоте вращения.

Двигатели с искровым зажиганием, как правило, не имеют регулятора или на них (двигатели достаточно большой мощности) устанавливаются однорежимные РЧВ (ограничители). Эти регуляторы срабатывают после повышения $n > n_n$ (рис. 6.1, а). Для автотракторных дизелей требования к РЧВ более жесткие. Автомобильные дизели работают в условиях изменяющихся нагрузок и частоты вращения. Поэтому для этих двигателей необходим РЧВ, ограничивающий максимальную частоту вращения коленчатого вала (чтобы двигатель не пошел в "разнос"); он должен также обеспечить устойчивую работу на холостом ходу при минимальной частоте вращения (чтобы двигатель не "заглох"), т.е. РЧВ должен быть двухрежимный (рис. 6.1, в, рис. 6.2).

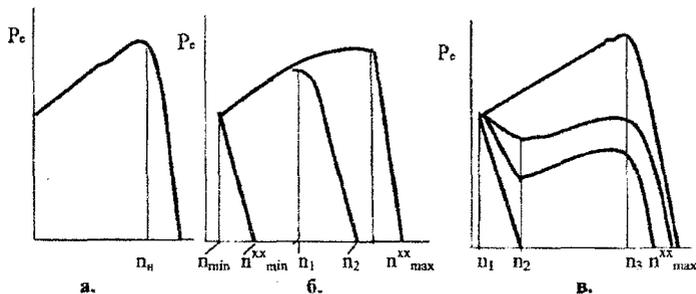
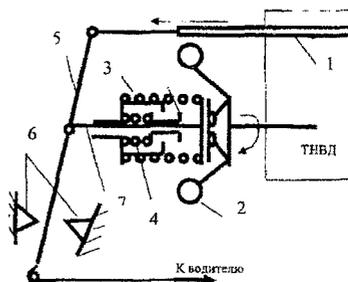


Рисунок 6.1 – Скоростные характеристики двигателей с различными типами регуляторов: а – однорежимный; б – всережимный; в – двухрежимный

2. Регуляторы частоты вращения.

Двухрежимный регулятор осуществляет регулировку двух скоростных режимов с помощью двух пружин с различной жесткостью. Пружина 3 с меньшей жесткостью начинает сжиматься под действием центробежных сил грузов 2 при частоте вращения n_1 (рисунок 6.1, в), муфта 7 передвигается влево и перемещает рейку 1 ТНВД с помощью рычага 5 в сторону уменьшения цикловой подачи топлива g_n .

Рисунок 6.2 – Схема двухрежимного регулятора:
1 – рейка ТНВД; 2 – грузы регулятора;
3, 4 – пружины регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – упоры рычага регулятора;
7 – муфта; 8 – втулка.

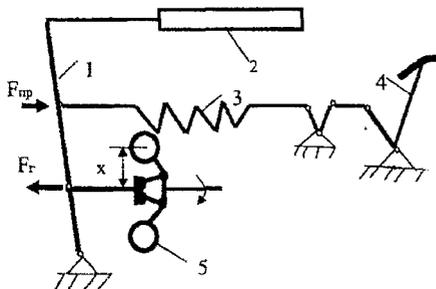


При частоте вращения n_2 муфта регулятора достигнет втулки 8 и остановится. При дальнейшем изменении частоты вращения в пределах от n_2 до n_3 регулятор не работает и подачей топлива управляет водитель. При частоте вра-

щения n , центробежная сила грузов становится равной суммарному усилию пружин 7 и 8, поэтому дальнейшее увеличение частоты вращения вызывает перемещение муфты и рейки ТНВД в сторону уменьшения цикловой подачи топлива.

Для дизелей тракторного типа нужен РЧВ, который не только ограничивает максимальную частоту вращения, обеспечивает минимальную частоту вращения холостого хода, но и поддерживает любую промежуточную частоту вращения, задаваемую водителем независимо от сопротивления обрабатываемой почвы, т.е. нужен РЧВ-всерезжимный. (рис. 6.1, б, 12.). На установившемся режиме центробежная сила грузов регулятора 5 уравновешивается натяжением пружины 3, задаваемым водителем через педаль управления подачей топлива 4. При увеличении частоты вращения грузы 5 перемещают муфту регулятора влево и передвигают рейку 2 ТНВД в сторону уменьшения цикловой подачи топлива. Водитель, устанавливая положение педали 4, задает таким образом диапазон, в котором может изменяться частота вращения двигателя при изменении нагрузки.

Для обеспечения требуемого коэффициента приспособляемости (запаса крутящего момента) регулятор дополняется корректором цикловой подачи топлива.



Для анализа работы двигателя тракторов ГОСТом предусмотрено построение по данным испытаний регуляторных характеристик.

Рисунок 6.3 – Принципиальная схема всережимного регулятора:

- 1 – рычаг регулятора;
- 2 – рейка ТНВД;
- 3 – пружина регулятора;
- 4 – педаль управления подачей топлива;
- 5 – грузы регулятора.

3. Регуляторная характеристика.

Регуляторная характеристика выявляет зависимость числа оборотов вала двигателя, часового G_t , удельного g_e расходов топлива и других параметров от эффективной мощности N_e при воздействии регулятора на орган подачи топлива.

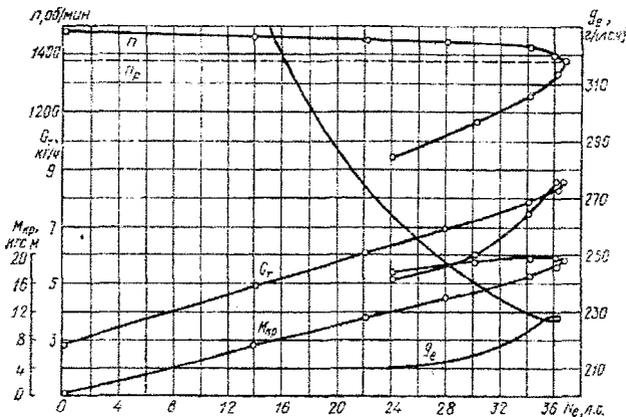


Рисунок 6.4 – Регуляторная характеристика двигателя

Регуляторные характеристики снимают при скоростном режиме, соответствующем $M_{кр\max}$ и постоянном положении органа управления регулятором путем постепенного увеличения нагрузки от холостого хода до полной (рис. 6.3). Если регулятор установлен на частичную подачу топлива, то получают частичные регуляторные характеристики (см. рис. 6.5).

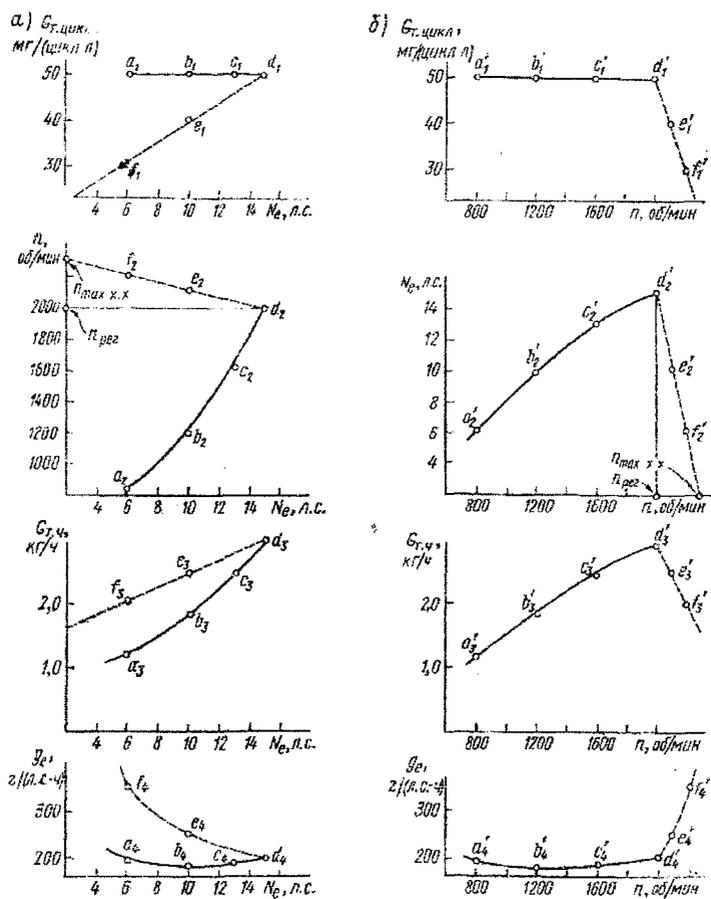


Рисунок 6.5 – Характеристики дизельного двигателя:
 а – регуляторная характеристика; б – внешняя скоростная характеристика с регуляторной ветвью

Анализ регуляторных характеристик тракторного дизеля удобно провести, используя рис. 6.5. (регуляторные ветви изображены штриховыми линиями).

При малых нагрузках, близких к холостому ходу, цикловые подачи близки к минимальным, например, 30 мг/цикл – точка f_1 на рис. 6.5, а). На этом режиме двигатель развивает небольшую мощность, а число оборотов, ограничиваемое регулятором, близко к максимальному (точка f_2), часовые расходы топлива невелики (точка f_3), а удельные – достигают максимума (точка f_4).

При увеличении внешней нагрузки регулятор автоматически увеличивает цикловую подачу топлива (например, до 40 и 50 мг/цикл л – точки e_1 и d_1), вследствие чего расходы топлива в час возрастают (точки e_3 и d_3). На этих режимах мощности возрастают, а числа оборотов понижаются, что объясняется особенностями работы регулятора (точки e_2 и d_2), соответствующие удельные расходы топлива понижаются (точки e_4 и d_4).

При дальнейшем увеличении нагрузки в рассматриваемом случае увеличить цикловую подачу топлива нельзя (точки c_1 , b_1 и a_1), и двигатель начинает работать с перегрузкой, вследствие чего обороты его вала и мощность понижаются (точки c_2 , b_2 и a_2), но в точке b крутящий момент достигает максимума. На этих режимах часовые расходы топлива понижаются (точки c_3 , b_3 и a_3), а удельные изменяются незначительно (точки c_4 , b_4 и a_4).

Скоростная и регуляторная характеристики дизельного двигателя, топливный насос которого управляется всережимным регулятором, приведены на рис. 6.6. Такие характеристики получают, изменяя положение рычага управления регулятором для работы при заданных числах оборотов (на рис. 6.6 приведены характеристики для шести положений рычага). В автомобильных двигателях в отличие от тракторных обычно используют более простой по конструкции

двухрежимный регулятор, обеспечивающий регулировку цикловой подачи только на максимальных и минимальных оборотах.

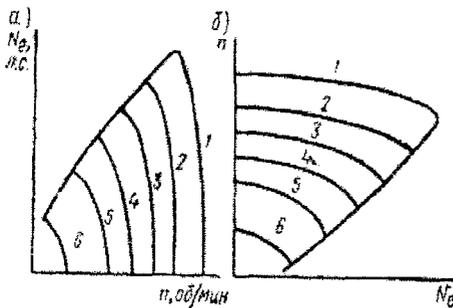


Рисунок 6.6 – Характеристики дизельного двигателя с всережимным регулятором: а – скоростные характеристики; б – регуляторные характеристики

4. Степень неравномерности.

Важнейшим параметром, характеризующим конструктивное совершенство и эксплуатационные качества регуляторов, является степень неравномерности. При данном натяжении пружины положение грузов регулятора относительно оси их вращения зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Обозначим частоту вращения, соответствующую минимальному отклонению грузов регулятора от оси, через n_1 , а частоту вращения при максимальном отклонении грузов через n_2 , тогда разность $\Delta n = n_2 - n_1$ или $\Delta n = n_{\max}^{\text{кр}} - n_n$ будет представлять собой неравномерность работы регулятора. Отношение неравномерности работы Δn к среднему значению частоты вращения в данном интервале называется степенью неравномерности δ .

По данным регуляторной характеристики определяют степень неравномерности работы регулятора:

$$\delta = (n_{\text{кр max}} - n_p) / n_{\text{ср}}, \quad (6.1)$$

где $n_{\text{ср}} = (n_p + n_{\text{кр max}}) / 2$;

n_p – число оборотов двигателя, соответствующее началу действия регулятора;

$n_{\text{кр max}}$ – максимальное число оборотов холостого хода двигателя, допускаемое регулятором.

Степень неравномерности регуляторов автотракторных двигателей находится в пределах 0,07...0,08. При изменении положения рычага регулятора в сторону снижения скоростного режима степень неравномерности увеличивается и в области минимальных частот составляет 0,4...0,45. Степень неравномерности зависит от конструктивных особенностей регулятора и скоростного режима двигателя. Для снижения величины δ регулятора применяют наклонное положение пружины с переменной жесткостью, несколько (две или три) последовательно включающихся пружин, увеличивают передаточное отношение от грузов к муфте.

Контрольные вопросы:

1. Назначение и возможные варианты конструкции РЧВ.
2. Работа двухрежимного регулятора.
3. Работа всережимного регулятора.
4. Что называется регуляторной характеристикой ДВС?
5. Что называется «степенью неравномерности»?
6. Проанализируйте характеристики дизельного двигателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. «ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

1. Основные понятия.

Теплота, выделяемая при горении топлива, не может быть полностью трансформирована в полезную работу, так как даже в соответствии со вторым законом термодинамики часть ее неизбежно отдается холодному источнику. Расходование теплоты сгорания топлива, внесенного в двигатель за определенной период времени, на полезную работу и различные потери характеризуется *тепловым балансом*.

Тепловой баланс двигателя определяется для различных режимов работы (при изменении нагрузки, частоты вращения коленвала, состава смеси и т.д.) на основании результатов испытаний при установившемся тепловом режиме. С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы.

Уравнение теплового баланса:

$$Q = Q_e + Q_{охл} + Q_{г} + Q_{нс} + Q_{ост}; \quad (7.1)$$

где Q – теплота сгорания топлива, поступившего в двигатель;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя;

$Q_{охл}$ – теплота, переданная в охлаждающую среду через стенки цилиндра;

$Q_{г}$ – теплота, уносимая с отработавшими газами;

$Q_{нс}$ – потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{ост}$ – остальные, не учтенные ранее тепловые потери.

2. Составляющие теплового баланса.

В относительных величинах (%) уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$100\% = q_e + q_{охл} + q_{г} + q_{нс} + q_{ост}; \quad (7.2)$$

где $q_e = (Q_e / Q) 100\%$, $q_{охл} = (Q_{охл} / Q) 100\%$ и т.д.

При испытаниях двигателя теплоту сгорания Q (кДж/ч) определяют, измеряя часовой расход топлива G_T (кг/ч) на данном режиме с учетом его низшей теплотворной способности H_u (кДж/кг):

$$Q = G_T H_u; \quad (7.3)$$

Количество теплоты Q_e (кДж/ч), эквивалентное эффективной мощности двигателя N_e (кВт), которую измеряют при помощи тормозного устройства стенда, равно:

$$Q_e = 3600 N_e; \quad (7.4)$$

Для определения количества тепла, передаваемого через стенки цилиндра и головки блока в охлаждающую среду, испытательная установка должна быть оборудована приспособлением для измерения расхода жидкости или воздуха, циркулирующего в системе охлаждения и термометрами.

Измеряя количество охладителя $G_{охл}$ (кг/ч), проходящего через систему охлаждения в единицу времени, и температуры его на входе T_1 и выходе из системы T_2 находят $Q_{охл}$ (кДж/ч):

$$Q_{охл} = G_{охл} c_{охл} (T_2 - T_1); \quad (7.5)$$

где $c_{охл}$ – теплоемкость охладителя, кДж/(кг К).

При известном количестве воздуха (горючей смеси) $G_{см}$ (кг/ч), поступающего в двигатель в единицу времени, его температуре $T_{см}$ (К) и температуре отработавших газов $T_{г}$ (К) можно определить количество теплоты (кДж/ч), уносимой с этими газами:

$$Q_G = G_{см} (c_p'' T_G - c_p T_{см}); \quad (7.6)$$

где c_p'' – теплоемкость отработавших газов при постоянном давлении, кДж/(кг град);
 c_p – теплоемкость горючей смеси при постоянном давлении, кДж/(кг град).

Таким образом, для определения Q_G испытательная установка должна быть оборудована устройством для измерения количества воздуха (горючей смеси), поступившего в двигатель.

Тепло, уносимое с отработавшими газами определяют также при помощи калориметров, в которых отработавшие газы отдают часть своей внутренней энергии воде. По количеству переданного тепла и понижению температуры газов со значительной точностью можно найти величину Q_G .

Потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива (кДж/ч) определяются только для карбюраторных двигателей при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha < 1$ по уравнению:

$$Q_{нс} = 61500 G_T (1 - \alpha); \quad (7.7)$$

Остальные теплотери $Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_G + Q_{нс})$ включают потери теплоты на преодоление трения, потери излучением нагретых внешних поверхностей двигателя, потери на привод вспомогательных механизмов и др.

Значения (в %) составляющих теплового баланса, соответствующих работе автомобильных двигателей на номинальном режиме, находятся в следующих пределах:

Таблица 7.1 – Составляющие теплового баланса.

	q_e	$q_{охл}$	q_G	$q_{нс}$	$q_{ост}$
Карбюраторный двигатель	20...30	15...25	30...55	0...30	3...10
Дизель	30...40	15...35	25...45	0...5	2...5

3. Факторы, определяющие тепловой баланс.

Слагаемые теплового баланса изменяются в зависимости от скоростного режима работы двигателя, нагрузки, состава горючей смеси (рис. 7.1) и ряда других факторов.

Зависимость теплового баланса карбюраторного двигателя от частоты вращения коленчатого вала при полной нагрузке приведена на рис. 7.1 а).

Тепловая потеря в стенки при малых оборотах всегда больше из-за увеличения времени теплообмена между стенками цилиндра и рабочим телом.

Потеря с выпускными газами при увеличении оборотов коленвала постепенно возрастает, что объясняется уменьшением количества тепла, передаваемого в систему охлаждения, и, следовательно, повышением температуры отработавших газов.

Тепловая потеря от неполноты сгорания зависит от регулировки карбюратора, который при полностью открытой дроссельной заслонке и включенном экономайзере приготавливает обогащенную смесь.

Максимальное количество тепла, превращаемого в эффективную работу, всегда наблюдается при средних оборотах вала, когда тепловые потери в стенки с выпускными газами и на преодоление механических потерь в сумме достигают минимума.

При работе карбюраторного двигателя с постоянным числом оборотов и постепенном уменьшении открытия дроссельной заслонки (см. рис. 7.1 б)) в цилиндры поступает меньшее количество горючей смеси, и пропорционально этому сокращаются количества тепла, выделяющиеся при горении топлива. Вследствие этого температура и особенно давление газов в цилиндрах понижаются, что влияет на тепловой баланс двигателя.

Тепловая потеря в стенки по мере дросселирования по абсолютной величине уменьшается, но значительно медленнее, чем расходы топлива. Поэтому относительная потеря тепла в стенки постепенно увеличивается, достигая максимума на холостом ходу двигателя.

Тепловая потеря с выпускными газами (абсолютная и относительная) сокращается.

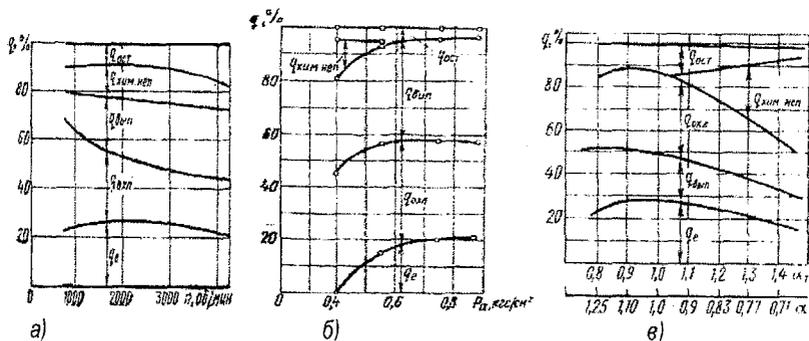


Рисунок 7.1 – Изменение теплового баланса карбюраторного двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (а), нагрузки (б), состава горючей смеси (в)

При дросселировании горючую смесь немного обогащают, вследствие чего наблюдается химическая неполнота сгорания, наибольшая по величине на холостом ходу двигателя.

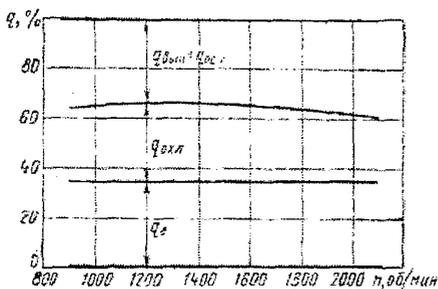
Таким образом, при дросселировании доля тепла, превращаемого в полезную работу, сокращается, а потери увеличиваются, достигая 100% на холостом ходу двигателя.

Работа двигателя с неизменяемым открытием дроссельной заслонки и постоянным числом оборотов, но на разных составах горючей смеси, всегда сопряжена с изменением теплового баланса, а следовательно, мощности и экономичности двигателя (рис. 7.1 в)). При изменении состава горючей смеси меняются ее теплотворная способность и скорость горения топлива.

На обогащенных горючих смесях тепловые потери в стенки с выпускными газами уменьшаются, но общее использование тепла снижается из-за химической неполноты сгорания. По мере обеднения горючей смеси химическая неполнота сгорания уменьшается, но одновременно с этим возрастают потери в стенки и с выпускными газами.

На экономичных смесях при $\alpha \approx 1$ суммарные тепловые потери достигают минимальных значений, что объясняется понижением температур цикла, уменьшением теплоемкости продуктов сгорания, незначительным снижением скоростей горения и малой диссоциацией. Переобеднение и переобогащение горючих смесей не приемлемы вследствие возрастания тепловых потерь и понижения мощности двигателя.

В дизелях (рис. 7.2) по сравнению с карбюраторными двигателями наблюдаются большие потери теплоты на преодоление



механических сопротивлений вследствие больших сил давления газа и связанных с ними потерь на трение. Однако принципиально неустраняемые потери теплоты в дизелях из-за более высокой степени сжатия меньше, чем в карбюраторных двигателях, поэтому эффективный КПД дизелей выше.

Рисунок 7.2 – Изменение теплового баланса дизеля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение теплового баланса ДВС.
2. Перечислите и охарактеризуйте составляющие теплового баланса ДВС.
3. Проанализируйте влияние режимов работы ДВС на составляющие теплового баланса.
4. Зависимость теплового баланса от типа и конструкции ДВС и его систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Райков, И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания/И.Я. Райков. – Москва: Высшая школа, 1975. – 270 с.
2. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
3. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания/В.И. Райков. – Москва: Машиностроение, 1989. – 416 с.
4. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов /А.И. Колчин, В.П. Демидов. – Москва: Высш. шк., 2003. – 496 с.
5. Тарасик В.П. Теория автомобилей и двигателей: Учеб. пос/ В.П.Тарасик, М.П. Бренч. – Минск: Новое знание, 2004. – 400 с.
6. Яманина А.И. Динамика поршневых двигателей: Учеб. пос/ А.И. Яманина, А.В. Жаров – Москва: Машиностроение, 2003. – 464 с.

Учебное издание

Составители:
Страчук Игорь Васильевич
Волощук Антон Анатольевич

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания

для выполнения лабораторных работ
по дисциплине «Силовые установки транспортных средств»
для студентов специальности
1 - 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

ЧАСТЬ 1

Ответственный за выпуск: Страчук И.В.
Редактор: Строкач Т.В.
Компьютерная верстка: Боровикова Е.А.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 4.03.2009 г. Формат 60x84 1/16 Бумага «Снегурочка».
Усл. п.л. 3,26. Уч.-изд. л. 3,5. Заказ N 244. Тираж 60 экз. Отпечатано на ризографе
Учреждения образования «Брестский государственный технический университет».
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.