

**Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации**

Технологический институт-филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

А.А. Хохлов
Д.Е. Молочников
А.Л. Хохлов
И.Р. Салахутдинов

Силовые агрегаты:

Лабораторный практикум



Димитровград - 2019

УДК 629.03
ББК 39.35
Х - 86

Хохлов, А.А. Силовые агрегаты: лабораторный практикум / А.А. Хохлов, Д.Е. Молочников, А.Л. Хохлов, И.Р. Салахутдинов - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 90 с.

Рецензенты: Голубев Владимир Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Ротанов Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Естественнонаучные и технические дисциплины», ПКИУПТ (филиал) ФГБОУ ВО «МГУТУ ИМ. К.Г.РАЗУМОВСКОГО (ПКУ)»

Силовые агрегаты: краткий курс лекций для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Утверждено
на заседании кафедры «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»
Технологического института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ,
протокол № 1 от 4 сентября 2019г.

Рекомендовано
к изданию методическим советом Технологического
института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Протокол № 2 от 10 октября 2019г.

© Хохлов А.А., Молочников Д.Е., Хохлов А.Л., Салахутдинов И.Р., 2019
© Технологический институт – филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ, 2019

Оглавление

1. Испытания двигателей (общая методика).....	3
2. Методика проведения испытаний при определении характеристик двигателей.....	22
2.1 Определение индикаторных и эффективных показателей двигателя.....	22
2.2 Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по составу смеси.....	25
2.3 Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по углу опережения зажигания.....	32
2.4 Регулировочная характеристика дизельного двигателя по подаче топлива.....	37
2.5 Регулировочная характеристика дизельного двигателя по углу опережения начала впрыска топлива.....	40
2.6 Работа дизеля с обогащением воздуха на впуске топливом (бензо-дизельный процесс).....	44
2.7 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя.....	49
2.8 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя.....	54
2.9 Скоростная характеристика дизельного двигателя.....	58
2.10 Регуляторная характеристика дизельного двигателя.....	63
3. Методика проведения испытаний топливных насосов высокого давления.....	72
3.1 Характеристика топливного насоса высокого давления по подаче топлива.....	72
3.2 Скоростная характеристика топливного насоса высокого давления.....	77
3.3 Регуляторная характеристика топливного насоса высокого давления.....	81
4. Условные обозначения, основные термины и расчётные формулы.....	84

1. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ (ОБЩАЯ МЕТОДИКА)

В зависимости от назначения различают испытания: доводочные, приёмочные (государственные), контрольные, эксплуатационные, приёмсдаточные, исследовательские. Сообразно с характером испытаний их разделяют на две большие группы: научно-исследовательские и типовые, причём к типовым относятся испытания, регламентируемые ГОСТами на испытания двигателей.

Типовые испытания, как правило, проводят на прогревом двигателе с регулировкой, выполненной по инструкции завода-изготовителя. Если испытатели не располагают конкретными указаниями о выборе теплового режима для данного двигателя, то ГОСТы рекомендуют поддерживать на выходе из двигателя температуру жидкости 80...90⁰С, а температуру масла в картере 85...95⁰С. При испытании двигателей воздушного охлаждения температура окружающего воздуха не должна превышать 40⁰С, а масла – 100⁰С.

При определении характеристик двигателя количество точек замера должно быть не менее 6-8, если это в полной мере позволяет выявить закономерность протекания экспериментальной взаимосвязи обследуемых параметров. При выпадении отдельных точек опыты, им соответствующие, повторяются. С целью повышения достоверности получаемых данных применяется метод двукратного замера: замер параметров осуществляется при наращивании и снижении аргументного параметра.

Показатели двигателя рекомендуется определять при установленном режиме работы, а регистрируемые данные должны быть средними устойчивыми значениями, непрерывно наблюдаемыми в течение времени не менее 1 мин. без каких-либо значительных изменений в течение этого времени.

Измеряемые величины вносятся в протокол или журнал испытаний сразу же по окончании наблюдения и обязательно производится нумерация записи. Нумерация замеров особенно важна, когда работу одновременно выполняют несколько испытателей (например, группа студентов) на отведённых постах, а затем записи переносят в общий протокол. Последнему, как правило, присваивают свой порядковый номер. Большинство записей используют для последующей обработки протокола испытаний, по ре-

зультатам которой составляют сводную ведомость и строят графики, необходимые для анализа экспериментальных материалов (см. образец). Однако всё это приносит пользу только в том случае, когда записи в протоколе ведутся аккуратно, полно и последовательно.

До начала испытаний каждому студенту даётся конкретное задание, и студенты распределяются по **рабочим местам**:

- управления тормозом;
- замер расхода топлива;
- замер расхода воздуха;
- управление подачей топлива (дроссельной заслонкой);
- регистрация показаний весового механизма тормоза;
- регистрация данных замера расхода топлива и воздуха;
- регистрация параметров состояния окружающей среды и состояния двигателя.

Перед началом испытаний, в процессе проведения и по окончании их обязательно определяют и фиксируют в сводной ведомости (рисунок 1.1) следующие исходные данные и наблюдаемые величины:

- **характерные параметры** или тип, марку испытуемого двигателя и испытательной установки, сорт и плотность масла и топлива;
- **параметры состояния**: давление, температуру и влажность окружающего воздуха, температуру охлаждающей жидкости, температуру и давление масла;
- **основные функциональные параметры**: показания динамометра, частоту вращения коленчатого вала, расходы топлива и воздуха, угол опережения зажигания или подачи топлива, положение дросселя или топливной рейки.

В случае необходимости количество оцениваемых параметров не ограничивают перечисленным, а вносят в протокол или фиксируют другим путём.

Сводная ведомость № 4 Дата испытания 20.11.2010
 Наименование испытания Скоростная характеристика двигателя
 Тормозная установка КИ – 5545 Двигатель УМЗ – 4171
 Температура окружающего воздуха 26 °С; Барометрическое давление 101986 Па

№ п/п	Частота вращения n, мин	Показание тормоза P, кгс	Топливо		Масло		Окл. жид-кость		Крутящий момент M _к , Нм	Среднее эффективное давление P _е , МПа	Часовой расход топлива G _н , кг/ч	Эффективная мощность N _э , кВт	Эффективный удельный расход топлива g _н , г/кВтч
			Масса навески ? г	Дрейз расходуем. с навески, с	Давление P _н , МПа	Температура t _н , °С	Температура t _ж , °С	Температура t _о , °С					
1	2000	28,5	50 (const)		3,1	85	80	650	141,2	1,3167	4,2	45,1	245
2	2500	30,5	50 (const)		3,1	85	80	655	152,1	1,4184	5,6	49,9	239
3	3000	27	50 (const)		3,1	85	80	660	155,2	1,4473	7,8	58,8	235
4	3500	24	50 (const)		3	90	80	660	138,7	1,2934	10,1	67,3	230
5	4400	19,5	50 (const)		3	90	85	660	124,9	1,1647	12,5	64,2	224
6	3500	23,5	50 (const)		3	90	85	660	137,6	1,2831	9,8	66,9	231
7	3000	26,5	50 (const)		2,8	90	85	655	153,7	1,4333	7,9	59,1	237
8	2500	31	50 (const)		2,8	85	85	650	152,8	1,4249	5,7	49,3	240
9	2000	28	50 (const)		2,8	85	80	645	143,3	1,3363	4,3	46,2	248

СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

УГСХА	Скоростная характеристика карбюраторного двигателя	
Лаборатория испытания двигателей		
Дата <u>17.11.99</u>	Двигатель <u>УМЗ-4171</u>	Карбюратор <u>К-151В</u>
	Барометрическое давление <u>101986</u> МПа	
	Температура окр. воздуха <u>26</u> °С	

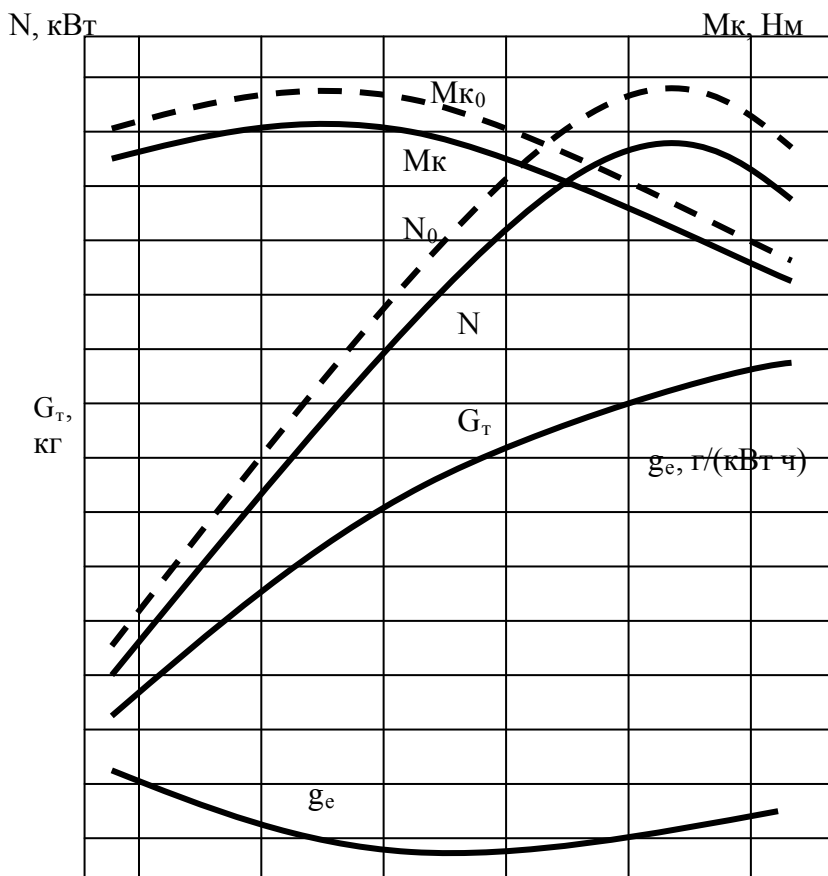


Рисунок 1.2 – Образец выполнения характеристики ДВС

По результатам испытания строится характеристика двигателя (рисунок 1.2). Для получения исчерпывающей информации о перечисленных параметрах необходимо не только большое количество различных приборов и измерительных инструментов и приспособлений, но также самые разнообразные способы и методы измерения. Поэтому испытатель должен обладать определёнными сведениями из области измерений и измерительных приборов, умением оценивать качества и возможности последних и др. Без знания этого трудно рассчитывать на правильный выбор и рациональное использование измерительных средств в конкретных условиях проведения испытаний двигателя.

1.1 Стенды для испытаний тракторных и автомобильных двигателей

Основные данные для изучения рабочих процессов двигателя получают в результате его испытаний в специально оборудованных лабораториях.

Для проведения испытаний двигатель устанавливают на стенд и соединяют с тормозным устройством, служащим для поглощения вырабатываемой двигателем мощности. Тормозное устройство обычно располагается на бетонном фундаменте, который служит для уменьшения вибраций, возникающих при работе двигателя из-за наличия в нём неуравновешенных сил и моментов. На фундаменте устанавливается чугунная плита двутаврового сечения с продольными пазами, позволяющими перемещать стойки, на которых крепится двигатель во взаимно перпендикулярных направлениях. Перемещение стоек при установке двигателя позволяет достичь соосности коленчатого вала и вала тормоза. Эти валы соединяются между собой двухшарнирным карданным валом или мягкой двудисковой муфтой.

Стенд для типовых лабораторных испытаний двигателя должен иметь следующие основные агрегаты:

- 1) тормозное устройство;
- 2) устройство для: а) установки и закрепления двигателя, б) охлаждения двигателя, в) питания двигателя топливом и воздухом, отвода отработавших газов.

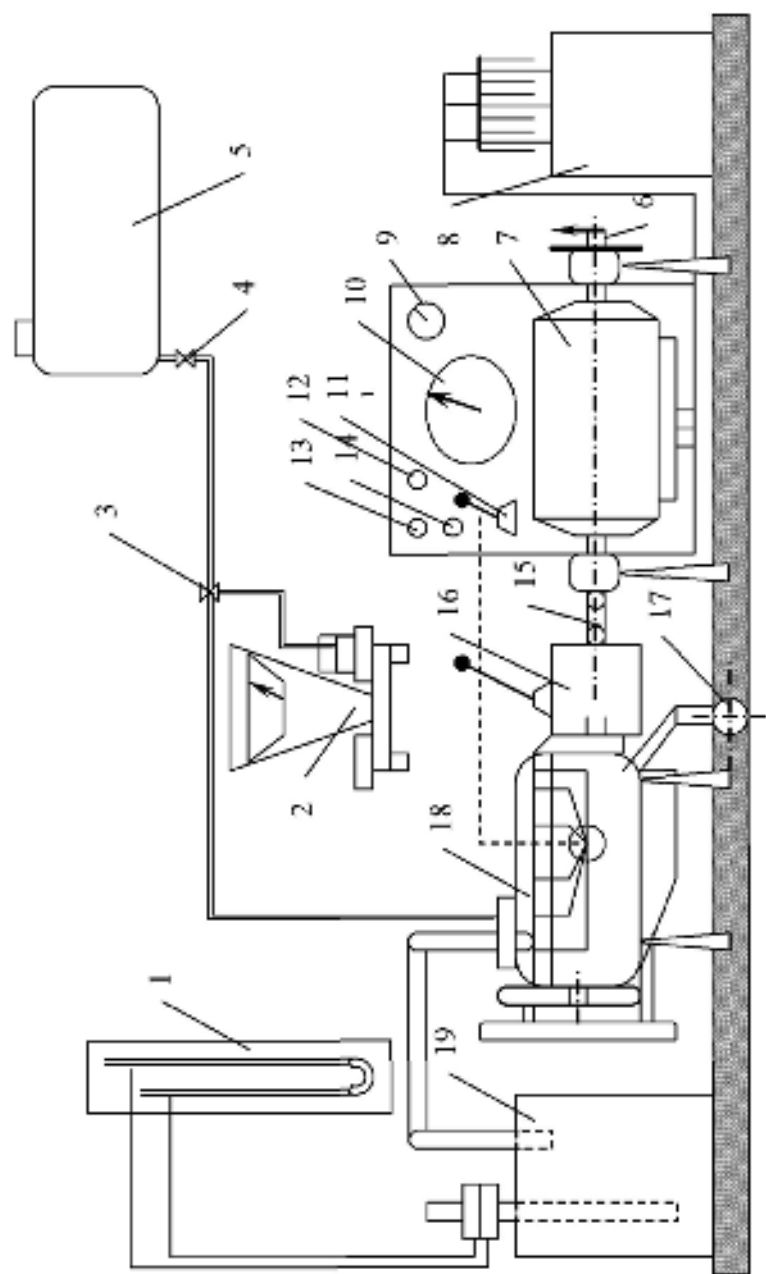


Рисунок 1.3 - Схема стенда для испытаний двигателя

На рисунке 1.3 представлена схема стенда для испытания двигателей лаборатории кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» Ульяновской ГСХА.

Двигатель 18, установленный на плите, через коробку перемены передач соединяется посредством карданной передачи 15 с тормозным устройством 7. Изменение нагрузки на двигатель осуществляется реостатом 8, включённым в цепь якоря и обмотки возбуждения. Система выхлопа 17 обеспечивает отвод отработавших газов через глушитель вне помещения. Воздух поступает в двигатель через установку для измерения расхода воздуха дифрагменного типа. Замер расхода воздуха осуществляется с применением дифференциального манометра 1. Расход топлива определяется весовым методом с использованием весов 2. Топливо подаётся из бака 5 через трёхходовой кран 4, позволяющий обеспечивать три режима движения топлива («бак – двигатель», «бак – двигатель + бак – весы» и «весы – двигатель»). Стенд оборудован приборами: термометром 13 системы охлаждения двигателя, манометром 12 смазочной системы двигателя, тахометром 9, амперметром 14 двигателя.

В качестве тормозных устройств могут применяться тормоза механического, гидравлического, аэродинамического, электрического, индуктивного или другого принципа действия. Наибольшее применение в практике испытаний двигателей внутреннего сгорания нашли электрические тормозные динамо-машины балансирного типа.

Основное конструктивное отличие балансирной машины от обычной заключается в том, что её статор имеет возможность качаться в подшипниках, укрепленных в опорных стойках. При торможении испытываемого двигателя крутящий момент передаётся индуктивно на статор и стремится повернуть его в сторону вращения коленчатого вала, то есть на него воздействует реактивный момент. Статор связан с весовым устройством, с помощью которого определяют величину тормозного усилия.

Основные характеристики тормозных стендов для испытаний ДВС в лаборатории кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования»:

- 1) для карбюраторного двигателя:

- тип тормозного устройства - электрический асинхронный трёхфазный;
- синхронная частота, мин⁻¹ 975
- максимальная частота вращения ротора, мин⁻¹ 3000
- длительная максимальная нагрузка, кВт 40
- кратковременная максимальная нагрузка, кВт 45
- 2) для дизельного двигателя:
- тип тормозного устройства - электрический асинхронный трёхфазный;
- синхронная частота, мин⁻¹ 1440
- максимальная частота вращения ротора, мин⁻¹ 3000
- длительная максимальная нагрузка, кВт 55
- кратковременная максимальная нагрузка, кВт 62

1.2 Измерительная аппаратура и приборы, применяемые при испытаниях двигателей

1.2.1 Тахометр

Для определения скоростного режима двигателя (числа оборотов коленчатого вала в минуту) применяются тахометры, тахографы и суммарные счётчики оборотов.

Стенды лаборатории оборудованы тахометрами двух типов – электрическим (ТЭ-204) и электронным (7-ТЭ), с помощью которых можно непрерывно осуществлять контроль за скоростным режимом на значительном расстоянии от двигателя.

Электрический тахометр представляет собой устройство из датчика (миниатюрный генератор переменного тока) и указателя (вольтметра, проградуированного в числах оборотов), соединённых между собой проводами. Якорь генератора соединяется с валом тормозного устройства; корпус генератора крепится неподвижно. При вращении якоря в обмотке статора индуцируется ток, напряжением прямо пропорциональным числу оборотов. Показание приборов осуществляется двумя стрелками, одна из которых показывает сотни оборотов в минуту, а другая (меньшая) – тысячи (рисунок 1.4).

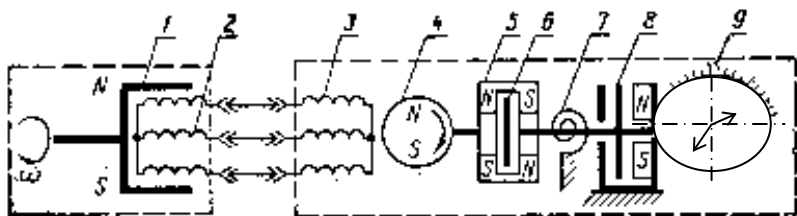


Рисунок 1.4 – Схема электрического тахометра

Электронный тахометр работает по принципу индукции и регистрации электромагнитных импульсов. Датчик устанавливается неподвижно на расстоянии 1...3 мм от определённой величины зубчатого диска вращающегося на валу двигателя или тормозного устройства. При вращении вала изменение воздушного зазора между поверхностью диска и датчиком создаёт электромагнитные импульсы, частота которых напрямую зависит от частоты вращения вала. Цифровое табло указателя представляет информацию в конечном виде с точностью до 10 мин^{-1} .

1.2.2 Прибор для измерения расхода топлива

В стендовых испытаниях двигателей расход топлива определяют двумя методами:

- по объёму;
- по весу.

В лабораторной практике и в производственных условиях чаще всего пользуются вторым способом.

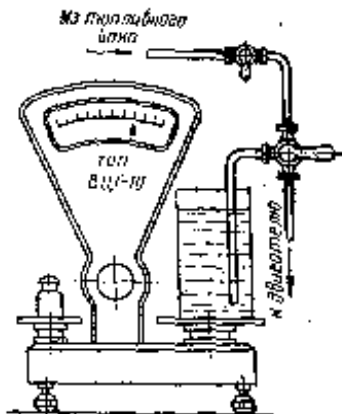


Рисунок 1.5 - Установка для измерения расхода топлива.

На рисунке 1.5 представлена схема установки для измерения расхода топлива по массе, применяемая на серийных электростендах ГОСНИТИ. Стекланный сосуд ёмкостью приблизительно равной 1л устанавливают на весы, которые располагают на 200...250 мм выше топливного насоса испытуемого двигателя. В

сосуд, заполненный топливом, опущена трубка, которая через трёхходовой кран и две трубки соединяет его с топливным баком и насосом.

Техника измерения массы топлива, израсходованной за опыт, («навески») заключается в следующем. После сигнала «начало опыта» поворотом трёхходового крана переводят питание двигателя на топливо из сосуда. По мере расходования топлива стрелка весов отклоняется. В тот момент, когда стрелка находится против деления шкалы, кратного 10, включают секундомер и выключают его после того, как двигателем будет израсходована заданная масса топлива (50 г). Затем трёхходовой кран устанавливают в положение, при котором питание в двигатель подаётся из топливного бака. В журнал наблюдений записывают массу и время расхода дозы топлива за опыт.

1.2.3 Секундомер

В лаборатории кафедры «Тракторы и автомобили» УГСХА при измерении времени расхода навески топлива применяется секундомер электронного типа с цифровым табло (рис.1.6).

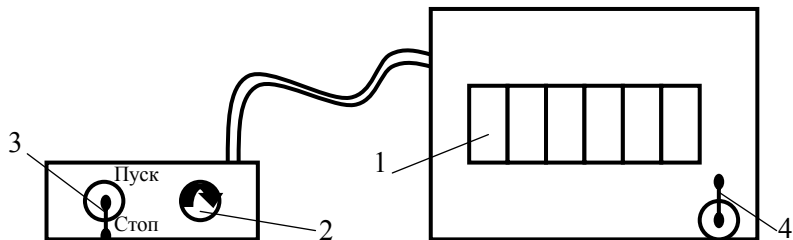


Рис.1.6. Схема электронного секундомера.

Принцип работы с секундомером заключается в следующем. После включения секундомера в сеть тумблером 4 необходимо произвести «обнуление» показания прибора, т.е. произвести сброс показания цифрового табло 1 нажатием кнопки 2. Включение секундомера производится переключением тумблера 3 в положение «Пуск», выключение – в положение «Стоп». Каждый раз после записи показания прибор «обнуляется» для подготовки к следующему опыту.

Кнопка 2 позволяет также тарировать прибор по показанию времени. Коррекция прибора осуществляется поворотом кнопки по часовой стрелке (увеличение) или против (уменьшение) с последующим запуском и сравнением с показанием эталонного секундомера.

1.2.4 Установка для измерения расхода воздуха

Для определения часового расхода воздуха применяется метод измерения при помощи острой диафрагмы. Схема установки измерения расхода воздуха показана на рисунке 1.7.

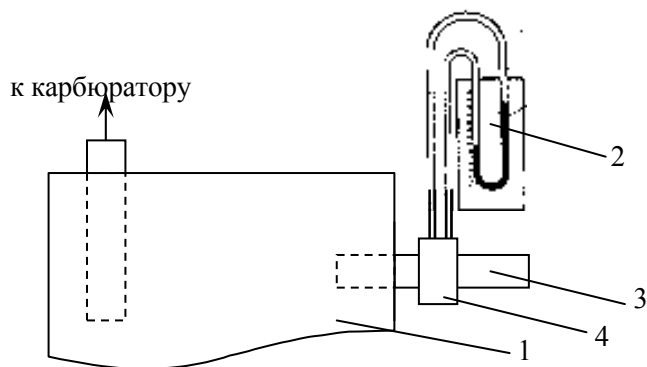


Рисунок 1.7 – Установка для замера расхода воздуха

Установка состоит из впускной трубы 3, диафрагмы 4, водяного дифференциального манометра 2, измеряющего перепад давлений до и после диафрагмы, и ресивера 1 для успокоения колебаний воздуха во впускной трубе. На рисунке 1.8 показан разрез диафрагмы, установленной в измерительной трубе.

Диафрагма 4 установлена во впускной измерительной трубе и дросселирует воздушный поток. Диаметр отверстия диафрагмы подобран с таким расчётом, чтобы сопротивление всей установки было равно сопротивлению воздухоочистителя, снимаемого с двигателя.

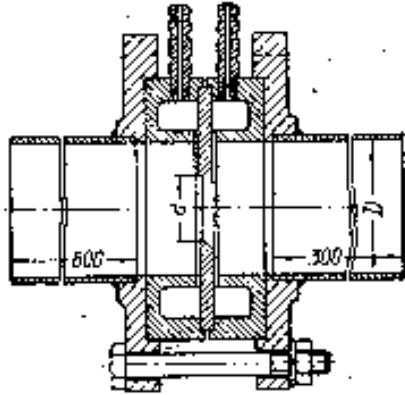


Рисунок 1.8 - Диафрагма

Действительный часовой расход воздуха (кг/ч), измеряемый при помощи диафрагмы, подсчитывается по формуле:

$$G_a = 0,0125 \alpha \varepsilon E d^2 \sqrt{\Delta h \gamma_a} = A \sqrt{\Delta h \gamma_a},$$

где α – коэффициент расхода;

ε – коэффициент, учитывающий влияние расширения воздуха;

K_t – коэффициент, учитывающий влияние расширения диафрагмы;

Δh – разность давления в трубе и диафрагме, мм вод. ст. дифманометра;

γ_a – плотность воздуха, кг/см³;

d – диаметр отверстия диафрагмы, м;

A – постоянная прибора.

1.2.5 Устройства для изменения и измерения угла опережения зажигания

Схема устройства для изменения опережения зажигания представлена на рисунке 1.9.

Угол опережения зажигания изменяется путём поворота корпуса прерывателя зажигания 1 в сторону вращения вала распределителя зажигания (уменьшение) или в обратную сторону (увеличение). Поводок 2 корпуса прерывателя механически связан тросом 3 с рычагом 4, при этом обратный ход обеспечивается пружинным элементом.

жиной 5. Поворот корпуса прерывателя осуществляется поворотом рычага 4, установленном на пульте управления стенда. Фиксация положения обеспечивается за счёт силы трения в крепеже рычага 6.

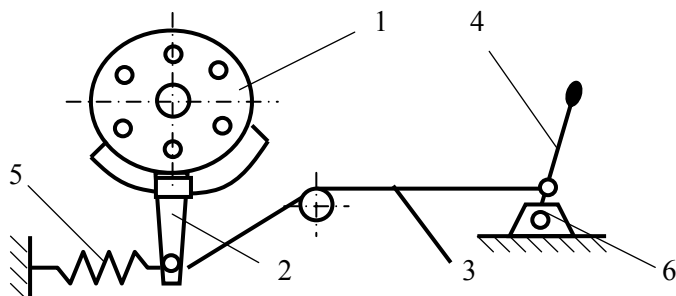


Рисунок 1.9 – Схема устройства для изменения угла опережения зажигания

Схема устройства для измерения угла опережения зажигания представлена на рисунке 1.10.

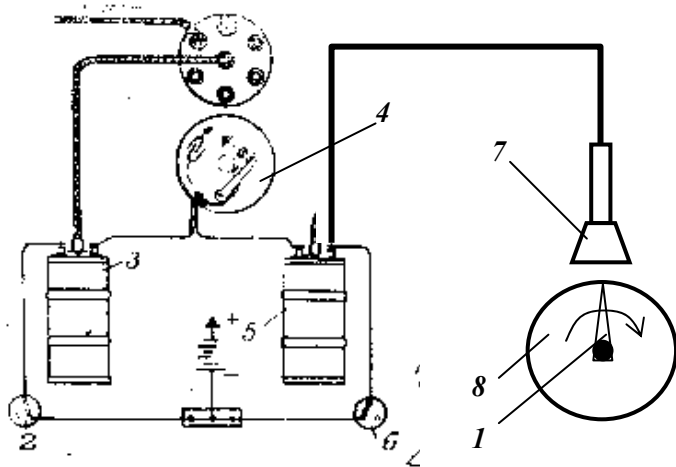


Рисунок 1.10 – Схема устройства для измерения угла опережения зажигания

Параллельно основной катушке зажигания 3 включена дополнительная катушка 5, в которой в момент размыкания контак-

тов 4 индуцируется ток высокого напряжения, подводимый к стробоскопическому фонарю 7. Фонарь имеет безинерционную (неоновую) лампу высокого напряжения. На валу тормозного устройства установлена стрелка 1, вращающаяся вместе с ним. Периодические вспышки лампы фонаря, направленные на стрелку 1, высвечивают положение стрелки относительно ВМТ коленчатого вала двигателя.

На стенде для испытания двигателей (см. рисунок 1.3) коленчатый вал испытуемого двигателя соединён с валом тормоза через коробку перемены передач. Ввиду этого подготовка стенда к испытанию с определением угла опережения зажигания обязательно должна включать такую операцию, как сопоставление стрелки устройства с ВМТ двигателя.

Для сопоставления стрелки с ВМТ коленчатого вала необходимо при включенной прямой передаче КПП за рукоятку проверить коленчатый вал до положения «ВМТ» поршня первого цилиндра. Затем ослабить крепление стрелки 1, установить стрелку против метки «0» диска 8, закрепить стрелку.

С целью экономии ресурса неоновой лампы дополнительная катушка отключается тумблером 6, включение производится лишь на время эксперимента.

1.2.6 Карбюратор для обогащения воздуха на впуске дизеля

Лабораторные испытания дизельного двигателя с обогащением воздуха на впуске предполагают постановку на дизель дополнительного оборудования – бензобака и простейшего карбюратора (рисунок 1.11).

Приготовление бензо-воздушной смеси в карбюраторе происходит следующим образом. Топливо из бака поступает через игольчатый клапан 1 в поплавковую камеру 2 карбюратора. Отсюда ввиду разрежения в диффузоре 3 топливо через топливный канал 4 поступает в зону воздушного потока, происходит смешение. Изменение качества смеси осуществляется регулировочным винтом 5, изменяющим проходное сечение в топливном канале 4. Выкручивание винта ведёт к обогащению смеси, закручивание – к обеднению.

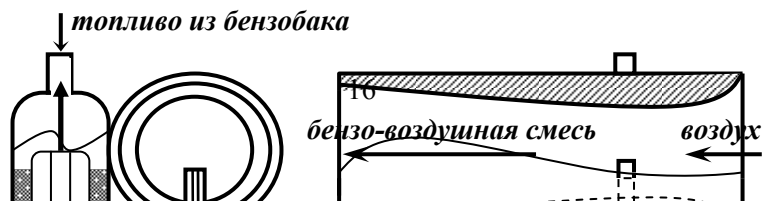


Рисунок 1.11 - Карбюратор обогащения воздуха
на впуске дизеля

1.2.7 Тяга независимого привода рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) дизеля

Ряд испытаний дизельного двигателя предусматривает строго определённое изменение хода рейки ТНВД, а также фиксацию рейки в различных положениях.

Для этого у испытуемого дизеля (Д-240) предусмотрена дополнительная тяга, установленная во всережимном регуляторе ТНВД (УТН-5) (рисунок 1.12).

Тяга 5 независимого привода рейки, связанная шарнирно с тягой регулятора 2, выходит наружу из корпуса регулятора 7. На резьбовой части тяги навинчены ограничительная гайка 3, контргайка 4 и упорная кнопка 6.

При испытании дизеля на оборотах ниже установленных рычагом скоростного режима регулятор стремится переместить рейку топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива (по схеме на рисунке 1.12 – влево). Навинчивание ограничительной гайки 3 позволяет ограничить ход рейки на определённую величину, поскольку резьба имеет определённую величину шага (1 мм). Таким образом, при доведении фиксирующей гайки 3 до упора с корпусом 7 и последующем её накручивании происходит уменьшение хода рейки (по схеме на рисунке 1.12 – её оттягивание вправо) на величину: 1 оборот – 1 мм.

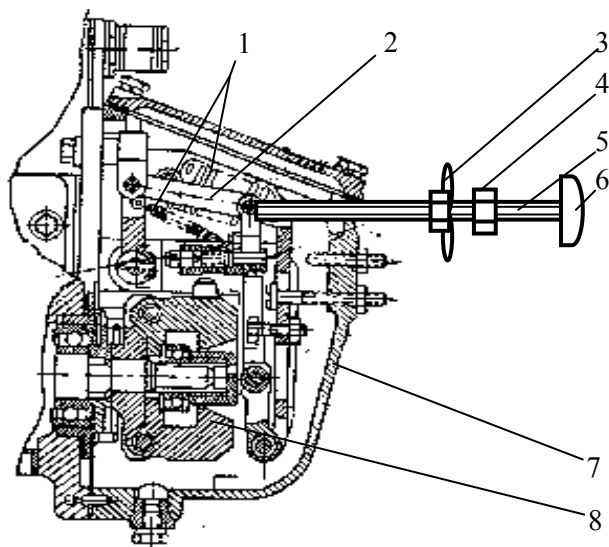


Рисунок 1.12 – Устройство независимого привода рейки насоса УТН-5.

То есть происходит принудительное занижение цикловой подачи топлива. В обратную сторону рейка не перемещается ввиду преобладающего действия сил упругости пружин регулятора 1 над центробежной силой грузов 8.

Для принудительного завышения подачи топлива необходимо независимо от воздействия регулятора переместить топливную рейку в сторону увеличения подачи (по схеме на рисунке 1.12 – влево). Для этого следует, преодолевая центробежную силу грузов 8, нажимать на упорную кнопку 6, предварительно задав ход рейки откручиванием упорной гайки 4.

1.2.8 Устройство для определения УНВТ

Устройство имеет принципиальную схему, аналогичную схеме устройства для измерения угла опережения зажигания карбюраторного двигателя (см. п. 1.6.5). Существенными отличиями являются:

- шкала положения коленчатого вала вращается вместе с маховиком при неподвижной стрелке, установленной на кожухе маховика;

- сигналом для вспышки лампы стробоскопического фонаря служит размыкание (или замыкание) контактов специально изготовленного датчика (рисунок 1.13).

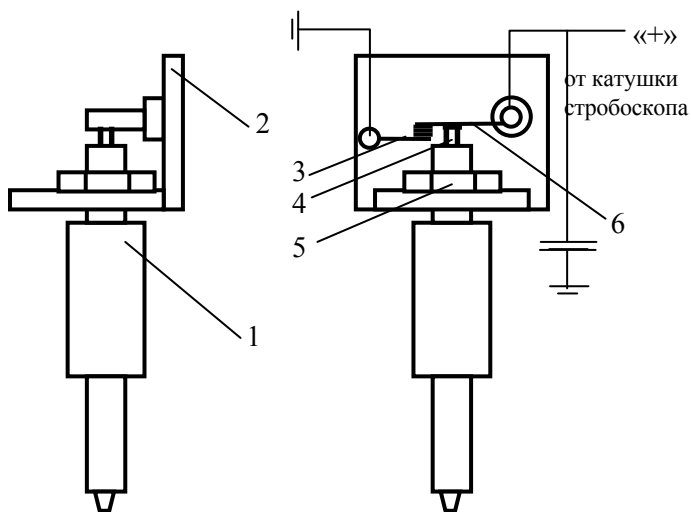


Рисунок 1.13 – Датчик импульсов стробоскопа для испытаний дизельного двигателя

Датчик устанавливается на форсунке 1 первого цилиндра дизеля. Он включает в себя металлическую платформу 2, прикрепляемую к форсунке 1 гайкой 5, подвижный 3 и неподвижный 6 кон такты прерывателя, размыкаемые регулировочным болтом 4 при начале подъёма иглы распылителя (т.е. в момент начала впрыска топлива). Это является сигналом для вспышки лампы стробоскопа. В конце процесса впрыска контакты прерывателя замыкаются, что может также являться сигналом для стробоскопического устройства. Таким образом, стробоскопическое устройство для испытания дизелей позволяет определить угол начала и угол конца впрыска топлива.

1.2.9. Муфта бесступенчатого изменения угла начала подачи и впрыска топлива.

На большинстве дизелей, в том числе – на дизеле Д-240, изменение угла начала подачи и впрыска топлива осуществляется ступенчатым способом. Шаг регулировки угла начала подачи то-

плива на дизеле Д-240 составляет $1,5^{\circ}$ поворота кулачкового вала насоса (3° поворота коленчатого вала).

Муфта (рисунок 1.14) позволяет в пределах 45° поворота кулачкового вала бесступенчато изменять угол начала подачи и впрыска топлива.

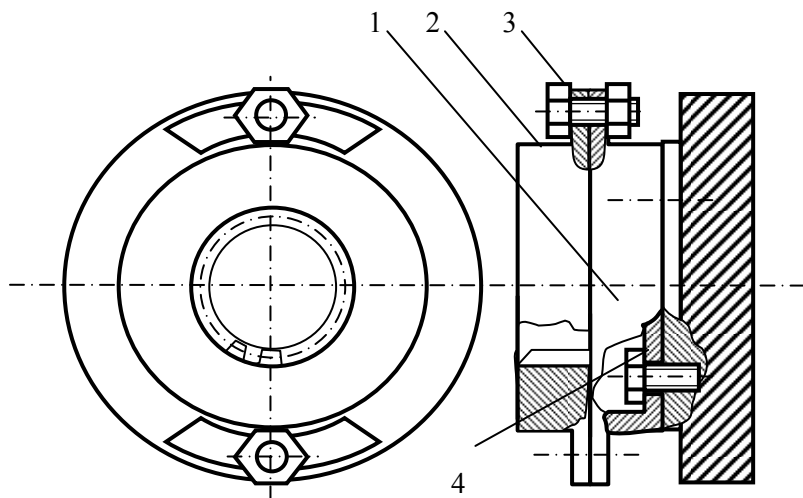


Рисунок 1.14 – Муфта бесступенчатого изменения угла начала подачи и впрыска топлива

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2, скреплённых между собой двумя болтами 3. Ведомая полумуфта имеет окружные прорези в секторе 60° . При этом полумуфта 1 шлицами соединена с валом ТНВД, а полумуфта 2 соединена болтами 4 с шестернёй привода насоса.

Для изменения угла начала подачи и впрыска топлива необходимо ослабить болты 3 крепления полумуфт 1 и 2, затем повернуть ведомую полумуфту 2 в соответствующую сторону (для увеличения угла начала подачи топлива – против вращения привода, для уменьшения – по ходу вращения). После корректировки угла положение полумуфт обязательно фиксируется затяжкой болтов 3.

1.3 Рекомендуемая литература

1. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: ГК СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1991.
2. ГОСТ 18509-73. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М.: ГК СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1974.
3. Кривенко П.М., Федосов И.М. Дизельная топливная аппаратура. – М.: Машиностроение, 1970.
4. Николаенко А.В., Шкрабак В.С. Энергетические установки и машины. Двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие. – СПб.: Изд-во СПбГАУ, 2005.
5. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. – М.: Высшая школа, 1975.
6. Трубников Г.И. Практикум по автотракторным двигателям. – М.: Колос, 1975.

2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1 Определение индикаторных и эффективных показателей двигателя

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Применяя метод последовательного отключения цилиндров оценить основные индикаторные и эффективные показатели двигателя внутреннего сгорания.

ЗАДАЧИ: 1. Определение индикаторных показателей: давления P_i , мощности N_i , к.п.д. η_i , удельного расхода топлива g_i .

2. Определение эффективных показателей: давления P_e , мощности N_e , к.п.д. η_e , удельного расхода топлива g_e , часового расхода топлива G_T .

3. Определение показателей условных механических потерь: давления P_m , мощности N_m , к.п.д. η_m .

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

РАБОТЫ

Коренным, изначальным моментом в определении основных эффективных и индикаторных показателей двигателя является определение условной мощности механических потерь. Условную мощность механических потерь определяют одним из методов:

- **методом прокручивания коленчатого вала** двигателя балансирной электрической машиной (при её работе на моторном режиме);
- **методом отключения цилиндров** при работе двигателя с полностью открытым дросселем (для двигателей с искровым зажиганием) или с полной подачей топлива (для дизелей);
- **методом двойного выбега**, при котором значение условных механических потерь оценивают по запасу кинетической энергии движущихся деталей двигателя.

Метод отключения цилиндров позволяет также оценить индикаторную мощность каждого цилиндра и равномерность работы цилиндров.

Для определения условной мощности механических потерь методом отключения цилиндров при частоте вращения, соответ-

ствующей максимальному крутящему моменту, 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 условную индикаторную мощность отключаемого цилиндра. Вычитание эффективной мощности двигателя из суммы условных индикаторных мощностей всех цилиндров данного двигателя даёт значение мощности, затрачиваемой на механические потери.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Показатели определяются методом последовательного отключения цилиндров. При этом частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту, поддерживается постоянной, и дроссельная заслонка карбюратора открыта полностью.

Частота вращения коленчатого вала поддерживается постоянной варьированием нагрузки на валу.

Частота вращения коленчатого вала при отключении отдельных цилиндров может отличаться от частоты вращения при работе всех цилиндров в пределах $\pm 1\%$.

Перед выключением очередного цилиндра должны быть восстановлены значения температуры охлаждающей жидкости и масла.

При проведении опытов фиксируются номер опыта и номер отключаемого цилиндра, а также замеряются **основные функциональные параметры**:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) показания тормоза;
- 3) расход топлива за опыт;
- 4) время опыта.

Результаты опытов сносятся в сводную ведомость и обрабатываются.

Показатели двигателя рассчитываются по следующим формулам:

$$N_a = \frac{\dot{I}_o \cdot n}{1360}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

где Π_m – показание тормоза, кгс,
 n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

С другой стороны

$$N_{\dot{a}} = \sum_{m=1}^n (N_{i_j} - N_{i_j}),$$

где j – порядковый номер цилиндра;
 m – количество цилиндров двигателя.

Отсюда индикаторная мощность j -го цилиндра равна

$$N_{i_j} = \sum_{m=1}^n (N_{i_j} - N_{i_j}) - N'_{\dot{a}j}, \text{ кВт} \quad (2)$$

где $N'_{\dot{a}j} = \left(\sum_{m=1}^n (N_{i_j} - N_{i_j}) - N_{i_j} \right)$ – эффективная мощность, развиваемая двигателем с отключенным j -м цилиндром, кВт.

Таким образом индикаторная мощность, развиваемая всеми цилиндрами

$$N_i = \sum_{m=1}^n N_{i_j}, \text{ кВт} \quad (3)$$

Мощность условных механических потерь

$$N_i = N_i - N_{\dot{a}}, \text{ кВт} \quad (4)$$

Эффективный удельный расход топлива

$$g_{\dot{a}} = \frac{G_{\dot{o}}}{N_{\dot{a}}} \cdot 10^3, \text{ г/(кВт ч)} \quad (5)$$

Эффективный к.п.д.

$$\eta_{\dot{a}} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_{\dot{a}} \cdot \dot{I}_u} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_{\dot{a}} \cdot 43,93} = \frac{81,949}{g_{\dot{a}}}, \quad (6)$$

где $H_u=43,93$ – низшая теплотворная способность бензина А-80, кДж/кг.

Механический к.п.д.

$$\eta_i = \frac{N_{\dot{a}}}{N_i} \quad (7)$$

Индикаторный к.п.д.

$$\eta_e = \frac{\eta_{\dot{a}}}{\eta_i} \quad (8)$$

Среднее индикаторное давление

$$D_i = \frac{45 \cdot \tau \cdot N_i}{V_h \cdot i \cdot n}, \text{ МПа} \quad (9)$$

Среднее эффективное давление

$$D_a = D_i \cdot \eta_a, \text{ МПа} \quad (10)$$

Среднее давление условных механических потерь

$$D_i = D_i - D_a, \text{ МПа} \quad (11)$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = g_e \cdot \eta_i, \text{ МПа} \quad (12)$$

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать краткую методику выполнения работы и результаты расчётов основных индикаторных и эффективных показателей работы двигателя.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Что имеет большее численное значение: индикаторная мощность или эффективная? С чем это связано?
2. Что характеризует механический КПД?
3. Какими параметрами оценивается топливная экономичность, динамические свойства двигателя?
4. За счёт чего можно повысить эффективную мощность двигателя?
5. За счёт чего можно снизить удельный расход топлива?

2.2 Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по составу смеси

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние состава смеси на основные показатели работы карбюраторного двигателя. Изучить способы определения оптимальной регулировки систем карбюратора.

ЗАДАЧИ: 1. Выявить закономерности изменения основных показателей работы двигателя при изменяющемся составе смеси.

2. Выявить оптимальную регулировку состава смеси при работе главной дозирующей системы карбюратора по мощности и экономичности работы двигателя.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

На рисунке 2.1 представлена регулировочная характеристика, снятая с двигателя ЗИЛ-130.

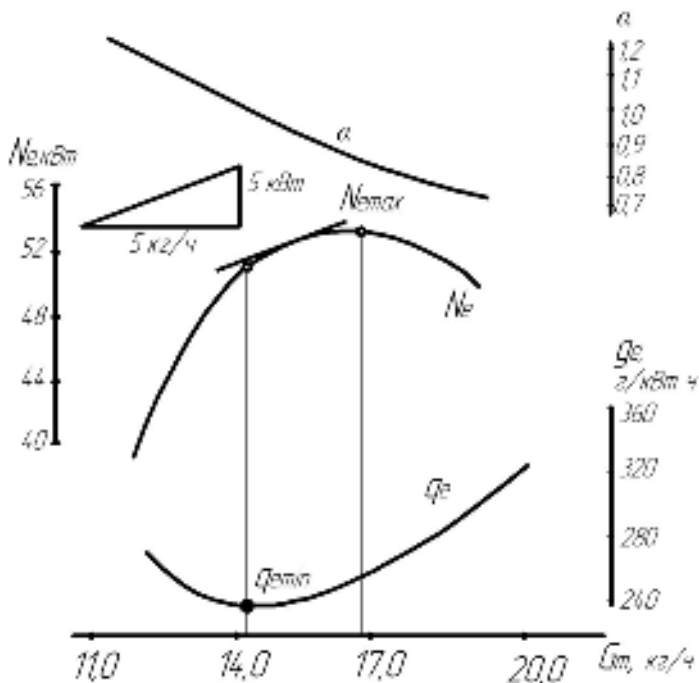


Рисунок 2.1 – Регулировочная характеристика карбюраторного ДВС по расходу топлива

По горизонтальной оси здесь отложены часовые расходы топлива, которые достигаются соответствующим изменением сечения топливного жиклёра главной дозирующей системы карбюратора.

Иногда по оси абсцисс откладывают коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха и часовой расход топлива связаны между собой следующей зависимостью

$$\alpha = \frac{G_a}{l_0 G_{\delta}}$$

где: α – коэффициент избытка воздуха, характеризующий состав смеси;

G_a – расход воздуха, кг/ч;

G_b – расход топлива, кг/ч;

$l_0 \approx 14,5$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, (кг воздуха)/(кг топлива).

По оси ординат откладывается эффективная мощность двигателя, эффективный удельный расход топлива и, если характеристика строится по расходу топлива, коэффициент избытка воздуха.

Особенностью регулировочной характеристики по составу смеси является то, что какой бы мы ни выбрали режим работы двигателя, расходы топлива, соответствующие максимальной на данном режиме мощности $G_T^{\text{мощ}}$, и расходы, соответствующие минимальному удельному расходу топлива $G_T^{\text{эк}}$, никогда не совпадают. Кривая мощности и кривая удельных расходов топлива имеют всегда явно выраженный экстремум.

Многочисленные исследования показывают, что наибольшая мощность карбюраторного двигателя получается на обогащённой горючей смеси при $\alpha=0,8\dots 0,9$ (на графике $G_T^{\text{мощ}}$).

Объясняется это, прежде всего, высокой концентрацией молекул топлива в заряде, наибольшей вероятностью столкновения реагентов в процессе сгорания, что в итоге приводит к наибольшей массовой скорости протекания процесса.

Зависимость скорости сгорания от коэффициента избытка воздуха приведена на рисунке 2.2 (Данные Г. Рикардо).

В точке **a** при составе смеси $\alpha = 0,85$ – наибольшая скорость сгорания из-за наибольшего прироста количества молекул.

Кроме того, при обогащённой смеси уменьшается диссоциация продуктов сгорания, т.е. уменьшается процесс распада молекул, идущий с поглощением тепла, вследствие чего максимальная температура цикла повышается.

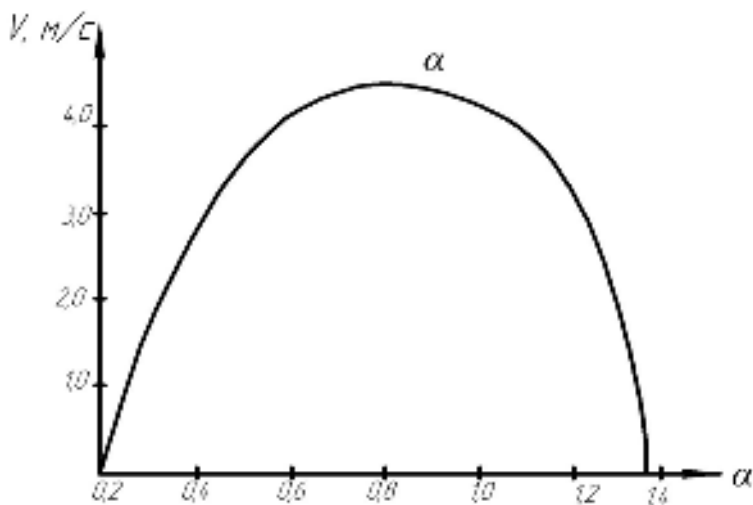


Рисунок 2.2 – Зависимость скорости сгорания от состава смеси

И, наконец, при сгорании обогащённой смеси образуется значительное количество окиси углерода CO – двухатомного газа, теплоёмкость которого значительно ниже (примерно на 50 %) трёхатомного CO_2 . Следовательно, с отработавшими газами уходит меньшее количество тепла.

При обогащении горючих смесей наблюдаются наибольшие значения максимального и среднего индикаторного давления.

Отрицательно действующим фактором при обогащённой горючей смеси является химическая неполнота сгорания, которая приводит к неизбежному ухудшению экономичности двигателя (к росту удельного расхода топлива).

При дальнейшем обогащении горючей смеси уменьшается скорость её сгорания из-за недостатка кислорода, что ведёт к падению мощности двигателя и ухудшению экономичности, чему способствует также увеличивающаяся химическая неполнота сгорания. Из графика на рисунке 2.2 можно видеть, что может наступить момент, когда скорость сгорания становится равной нулю. Состав смеси, соответствующий этому моменту, называют ***верхним пределом воспламеняемости горючей смеси***.

На практике горючая смесь состава $\alpha < 0,8 \dots 0,75$ считается переобогащённой и непригодной для эксплуатации двигателя.

При уменьшении расхода топлива от $G_t^{\text{мощ}}$ – увеличении коэффициента избытка воздуха – уменьшается концентрация молекул топлива в рабочей смеси, падает скорость сгорания и уменьшается теплотворная способность свежего заряда, вследствие чего мощность двигателя начинает уменьшаться. Однако, при этом экономичность двигателя улучшается (удельный расход падает), что объясняется большей полнотой сгорания топлива, снижением всех температур и давлений цикла, уменьшением величины тепловых потерь в стенки цилиндра и уменьшением теплоёмкости продуктов сгорания из-за избытка в них кислорода – двухатомного газа. Наибольшая экономичность для современных карбюраторных двигателей наблюдается при $\alpha=1,15 \dots 1,20$.

Дальнейшее обеднение горючей смеси ведёт к резкому падению скорости сгорания, теплотерям в стенки цилиндра, особенно возрастает относительная величина этих теплотер (по отношению к эффективно используемому теплу).

Возрастает также относительная величина механических потерь $\left(\frac{D_i}{D_i} \frac{d\alpha}{d\alpha} \right)$. Падение скорости сгорания приводит к догоранию

топлива на линии расширения, и в некоторых случаях при перекрытии клапанов часть горящих компонентов может попадать во впускную систему двигателя, вызывая «хлопки» в карбюратор. Двигатель в этом случае работает крайне неустойчиво.

При составе смеси, близком к $\alpha=1,4$ (при степени сжатия не выше 8), наступает прекращение горения. Этот состав смеси называют **нижним пределом воспламеняемости горючей смеси**.

Пределы воспламеняемости горючей смеси не остаются постоянными при изменении режимов работы двигателя и в сильной мере зависят от степени турбулизации заряда.

Наибольшее влияние на пределы воспламеняемости оказывает степень сжатия. При увеличении последней пределы воспламеняемости, особенно нижний, расширяются.

Для полного представления о влиянии состава смеси на работу двигателей и получения данных о необходимой регулировке топливной аппаратуры снимают серию регулировочных характеристик для наиболее типичных режимов работы двигателя. По полученным данным строят наивыгоднейшую характеристику

карбюратора и используют её для настройки дозирующих систем карбюратора.

В настоящее время главную дозирующую систему карбюратора (систему компенсации) регулируют таким образом, чтобы на всех частичных режимах работы двигателя (с прикрытой дроссельной заслонкой) карбюратор обеспечивал бы смесь экономичного состава (точка $G_T^{эк}$).

На режимах полного использования мощности при каждом числе оборотов коленчатого вала, за счёт включения экономайзера, карбюратор автоматически переходит на мощностные составы смеси (точка $G_T^{мощ}$).

Поскольку карбюраторный двигатель довольно редко загружается на полную мощность (15...20 % от всего времени работы), то при такой регулировке дозирующей системы карбюратора достигается высокая эксплуатационная топливная экономичность автомобиля.

Очевидно, что оптимальная регулировка карбюратора должна находиться в интервале между часовыми расходами $G_T^{мощ}$ и $G_T^{эк}$. Оптимальную регулировку карбюратора выбирают несколькими способами, пользуясь характеристикой по составу смеси. Наибольшее распространение получил *способ треугольника*.

При этом способе к левой ветви кривой $N_e = f(G_T)$ проводят касательную под углом, тангенс которого равен 1 л.с./(кг/ч) или 1 кВт/(кг/ч) (в зависимости от размерности, принятой при построении кривой мощности). Перпендикуляр, опущенный из точки касания на горизонтальную ось, выявит на ней часовой расход топлива, отвечающий оптимальной регулировке карбюратора.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Снятие этой характеристики производится при полном дросселе, постоянном числе оборотов и опережении зажигания, рекомендуемом заводом-изготовителем.

Испытание проводится в следующем порядке. Первый опыт проводится при максимальном обеднении смеси, обеспечивающем устойчивую работу двигателя. В последующих четырёх – пяти опытах смесь при помощи увеличения производительности главного топливного жиклёра обогащается до такого состояния, при котором мощность двигателя начнёт снижаться.

При проведении испытаний замеряются **основные функциональные параметры**:

- 1) показания тормоза;
- 2) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 3) расход топлива и воздуха за опыт;
- 4) время опыта.

Данные измерений сводятся в сводную ведомость, по данным сводной ведомости строятся кривые: изменения мощности и удельного расхода топлива в зависимости от часового расхода топлива.

На основании этой характеристики, в зависимости от назначения двигателя и характеристики карбюратора методом треугольника определяется оптимальная регулировка.

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- результаты определения оптимальной регулировки,
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Почему максимальная мощность не совпадает с минимальным удельным расходом топлива?
2. Что такое коэффициент избытка воздуха? Каково его влияние на показатели работы двигателя?
3. При каком составе смеси содержание окиси углерода CO наименьшее?
4. Каким образом, пользуясь характеристикой по составу смеси, выбирают оптимальную регулировку карбюратора?
5. Каким распространённым способом, кроме способа треугольника, определяют оптимальную регулировку по составу смеси? В чём его суть?

2.3 Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по углу опережения зажигания

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние угла опережения зажигания на основные показатели работы карбюраторного двигателя.

ЗАДАЧИ: 1. Выявить закономерности влияния угла опережения зажигания на экономические и динамические показатели карбюраторного двигателя.

2. Определить оптимальное значение угла опережения зажигания.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Под *углом опережения зажигания* понимается число градусов поворота коленчатого вала от момента подачи тока высокого напряжения на электроды свечи до ВМТ.

При рассмотрении процесса сгорания с точки зрения термодинамики предполагается, что сгорание смеси происходит мгновенно в ВМТ. В действительности для сгорания топливовоздушного заряда в цилиндре требуется определённое время, за которое поршень успевает пройти часть своего хода.

Это время складывается из индукционного периода, который начинается после подачи искры в цилиндр, и определяется временем, необходимым для ионизации части смеси, и времени распространения фронта пламени по всему объёму камеры сгорания.

Если подавать искру в ВМТ, то процесс сгорания будет заканчиваться примерно в середине процесса расширения, обуславливая крайне невыгодное использование тепла.

Опережение зажигания позволяет приблизить процесс сгорания к ВМТ, улучшая, таким образом, термодинамические показатели процесса.

Характеристика по зажиганию представлена на графике (см. рисунок 2.3).

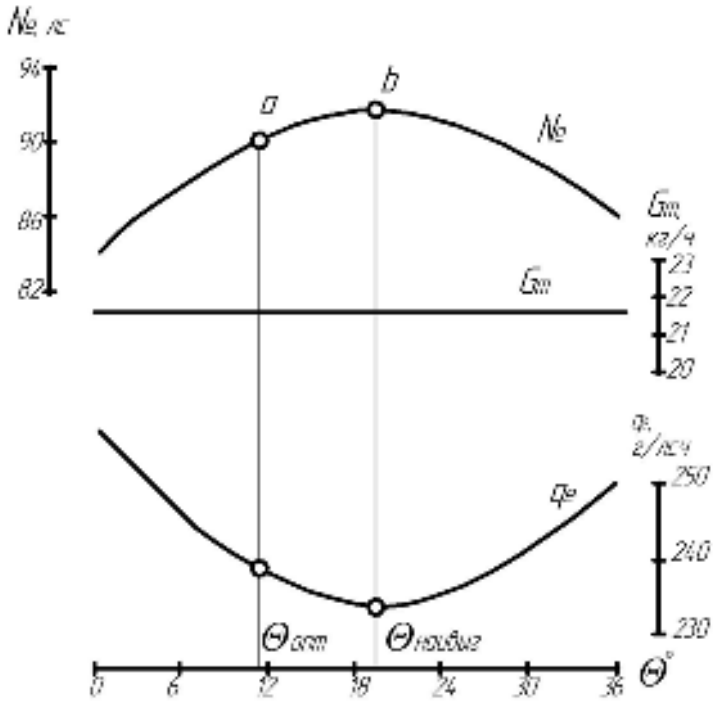


Рисунок 2.3 – Регулировочная характеристика ДВС по углу опережения зажигания

Как показывает график, кривые изменения мощности и удельного расхода топлива для данной характеристики имеют по отношению друг к другу зеркальное расположение. Действительно, в этих условиях, при неизменном часовом расходе топлива G_T экономичность топлива определяется лишь его мощностью

$$g_e = \frac{G_T}{N_e},$$

поэтому здесь максимум мощности и минимум удельного расхода совпадают, что соответствует углу опережения зажигания $\theta_{\text{наиб}} (точка b на кривой мощности).$

Кривая N_e в некотором масштабе представляет собой характер изменения эффективного КПД.

Позднее зажигание приводит к тому, что процесс сгорания совершается при увеличивающемся объёме (поршень идёт к НМТ). При этом снижается максимальное давление цикла, уменьшается

давление цикла, уменьшается площадь индикаторной диаграммы и вследствие перехода сгорания на линию расширения значительно возрастают потери тепла в стенки цилиндра.

Увеличение угла опережения зажигания при прочих равных условиях позволяет приблизить окончание процесса сгорания к ВМТ, что приводит к росту максимального давления цикла p_z , увеличению площади индикаторной диаграммы, следовательно, возрастает среднее эффективное давление p_e .

При этом уменьшаются потери тепла с отработавшими газами и в стенки цилиндров; двигатель работает более экономично, о чём свидетельствует уменьшение удельного расхода топлива.

Начиная с некоторого момента рост угла опережения зажигания начинает сопровождаться легкими, постепенно усиливающимися металлическими звуками высокой частоты (точка c на кривой мощности). Эти звуки вызваны явлением детонации – сгоранием смеси с очень высокими скоростями, порядка 1000...2000 м/с (при нормальных условиях скорость сгорания лежит в пределах 10...30 м/с).

Детонирует обычно незначительная часть топлива, радиационно окисляющаяся ещё до подхода к ней фронта пламени.

Предварение зажигания создаёт благоприятные условия для возникновения детонации, так как увеличивает время химической подготовки топлива (образование продуктов первичного окисления).

После определённого угла опережения зажигания ($\theta_{\text{наивыг}}$ на графике) детонационное сгорание, становясь всё более интенсивным, обуславливает интенсивную теплоотдачу в стенки и высокую степень диссоциации продуктов сгорания. Последнее приводит к выделению углерода и проявляется внешне в виде чёрного дыма на выпуске.

Большие тепловые потери и диссоциация продуктов сгорания вызывают падение мощности, ухудшение топливной экономичности и перегрев двигателя.

Кроме того, детонационное сгорание может привести к недопустимо высокой динамической нагрузке на детали шатунно-поршневой группы и вызвать их поломку.

В подавляющем большинстве случаев работы двигателя на полном дросселе (в особенности на малых скоростных режимах)

угол опережения зажигания, обеспечивающий наибольшую мощность и экономичность ($\theta_{\text{наивыг}}$), оказывается неприемлемым из-за недопустимо высокой детонации.

Поэтому система зажигания настраивается таким образом, чтобы её устройства обеспечивали на всех режимах работы двигателя при 100 % степени открытия дросселя оптимальные углы опережения зажигания ($\theta_{\text{опт}}$), при которых лишь слегка проявляется явление детонации и в тоже время мощность уменьшается незначительно (точка *a* на кривой мощности рисунка 2.3).

При работе карбюраторного двигателя на частичных нагрузках из-за уменьшения количества сжигаемого в цилиндрах топлива детонация не наблюдается, что позволяет применять наивыгоднейшие углы опережения зажигания.

При различных скоростных и нагрузочных режимах значение наивыгоднейшего угла опережения зажигания не остаётся постоянным, так изменяются условия протекания рабочего процесса двигателя.

При увеличении числа оборотов (росте частоты циклов) увеличивается суммарная продолжительность процесса сгорания в градусах угла поворота коленчатого вала. В этих условиях для сохранения экономичности двигателя необходимо увеличивать угол опережения зажигания, приближая окончание процесса сгорания к ВМТ.

Дросселирование двигателя приводит также к замедлению процесса сгорания вследствие увеличения относительного количества остаточных газов и возрастания относительной теплоотдачи в охлаждающую жидкость. Остаточные газы приводят к дезактивации молекул топлива, которые могут вступить в реакцию.

Увеличение угла опережения зажигания при дросселировании двигателя, естественно, не увеличивает скорости сгорания смеси и не сокращает продолжительности сгорания, но более раннее воспламенение смеси обеспечивает своевременное окончание процесса относительно ВМТ.

Практически поддержание оптимальных и наивыгоднейших углов опережения зажигания осуществляется с помощью автоматических устройств системы зажигания – вакуумного и центробежного корректоров.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

При проведении опытов положение дроссельной заслонки остаётся постоянным; частота вращения коленчатого вала поддерживается постоянной в пределах $\pm 1\%$ путём варьирования внешней нагрузкой. Угол опережения зажигания меняется в пределах от значения, при котором наблюдаются чётко выраженные детонационные стуки, до 0° с интервалом в 5° .

В процессе работы замеряются *основные функциональные параметры*:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) угол опережения зажигания;
- 3) показания тормоза;
- 4) время опыта;
- 5) расход топлива за опыт.

После заполнения сводной ведомости строятся кривые данной регулировочной характеристики: мощности двигателя, часового и удельного расхода топлива, среднего эффективного давления, температуры охлаждающей жидкости, температуры масла в картере – в зависимости от угла опережения зажигания.

На основании полученной характеристики уточняется оптимальное значение угла опережения зажигания.

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- результаты определения оптимальной регулировки,
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Что такое угол опережения зажигания?
2. С чем связана необходимость опережения момента зажигания относительно ВМТ?
3. Как необходимо изменять угол опережения зажигания с изменением скоростного режима двигателя? Чем это достигается?

4. Как необходимо изменять угол опережения зажигания с изменением нагрузочного режима двигателя? Чем это достигается?
5. Какими внешними признаками характеризуется превышенное опережение зажигания («раннее зажигание»)?
6. Какими внешними признаками характеризуется заниженное опережение зажигания («позднее зажигание»)?
7. Что такое детонация? Каким путём устраняется детонация в реальных условиях эксплуатации?
8. Чем вредна детонация при работе двигателя?
9. Чем объясняется снижение эффективной мощности при превышении опережения зажигания?
10. Чем объясняется снижение эффективной мощности при занижении опережения зажигания?
11. С чем связано повышение температуры охлаждающей жидкости при уменьшении опережения зажигания?

2.4 Регулировочная характеристика дизельного двигателя по подаче топлива

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние подачи топлива (состава смеси) на основные показатели работы дизельного двигателя. Изучить способы определения оптимальной регулировки систем карбюратора.

ЗАДАЧИ: 1. Выявить закономерности изменения основных показателей работы двигателя при изменяющейся подаче топлива (составе смеси).

2. Выявить оптимальную регулировку подачи топлива (состава смеси) для испытуемого дизеля.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Характеристика по подаче (по составу смеси) для дизеля имеет такой же вид, как и для карбюраторного (раздел 2.2), с той лишь разницей, что пределы изменения состава смеси для дизеля гораздо шире и сдвинуты в сторону обеднения α . Минимальные удельные расходы дизеля ($g_{e \min}$) наблюдаются при $\alpha = 1,9 \dots 2,1$. Расходы топлива, обеспечивающие максимальную мощность, соответствуют $\alpha = 1,25 \dots 1,5$.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Определение характеристики проводится при постоянной частоте вращения коленчатого вала, меньшей номинальной, но близкой к ней ($n = \text{const} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при $n_{\text{ном}} = 2200 \text{ мин}^{-1}$). Момент подачи топлива устанавливается в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации завода-изготовителя. Рейка топливного насоса должна быть отключена от регулятора.

Оборудование (см. раздел 2.2.7) стенда лаборатории испытаний ДВС кафедры «Тракторы и автомобили» позволяет не производить отключение рейки насоса от регулятора. При этом в процессе проведения испытаний необходимо осуществлять следующие действия:

- установить рычаг управления топливным насосом в положение «Максимальный скоростной режим»;
- для изменения положения рейки топливного насоса следует накручивать (или отворачивать) ограничительную гайку на тягу независимого привода рейки. При этом необходимо учитывать, что один оборот гайки соответствует 1 мм хода рейки;
- на режиме заниженной подачи топлива (когда регулятор стремится воздействовать на рейку в сторону увеличения подачи топлива) дополнительное воздействие на привод не производится. Сам регулятор осуществляет постоянное прижимающее воздействие тяги с гайкой к корпусу регулятора;
- на режиме завышенной подачи топлива, (когда регулятор стремится воздействовать на рейку в сторону уменьшения подачи топлива) следует осуществлять постоянное нажатие на тягу независимого привода рейки до упора гайки к корпусу регулятора.

Первый опыт проводится при минимальной подаче топлива (при минимальной нагрузке). В последующих опытах (четырёх-пяти) подача топлива постепенно увеличивается перемещением рейки топливного насоса на определённую величину (определённое количество оборотов ограничительной гайки), а частота вращения поддерживается постоянной за счёт изменения (увеличения) нагрузки на тормозе.

На режимах, приближённых к максимальной нагрузке, ведётся тщательное наблюдение за дымностью выхлопа; устанавлива-

ется начало (предел) дымления. Оценка дымности заносится в журнал наблюдений.

При испытании замеряются **основные функциональные параметры**:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) показания тормоза;
- 3) положение рейки топливного насоса;
- 4) расход топлива за опыт;
- 5) время опыта;
- 6) дымность.

По результатам первичных наблюдений строится «дежурная» кривая изменения показаний тормоза в функции времени расхода заданного количества (навески) топлива.

По материалам журналов наблюдений составляется сводная ведомость, производятся необходимые расчёты и строятся кривые: мощности N_e , удельного расхода топлива g_e , температур $t_{ож}$, t_m в функции часового расхода топлива G_T .

В результате сопоставления кривых этой характеристики и наблюдений за дымностью отработавших газов устанавливается максимальная подача топлива.

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя,
- результаты определения оптимальной регулировки,
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. На какой часовой расход топлива (исходя из построенной характеристики) должен быть отрегулирован топливный насос?
2. Укажите причины увеличения коэффициента избытка воздуха в дизеле при понижении нагрузки.
3. Почему совпадают часовые расходы топлива, соответствующие минимальному удельному расходу дизельного топлива и максимальной мощности?

4. При каком часовом расходе топлива получены:
 - начало заметного дымления и какая при этом наблюдалась мощность N_e ?
 - экономичная работа двигателя?
5. Что такое характеристика предела дымления?
6. Почему при малой цикловой подаче наблюдается дым белого цвета?
7. Почему при увеличенной цикловой подаче топлива дым приобретает оттенки чёрного цвета?

2.5 Регулировочная характеристика дизельного двигателя по углу опережения начала впрыска топлива

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние угла опережения впрыска топлива на основные показатели работы дизельного двигателя.

ЗАДАЧИ: 1. Выявить закономерности влияния угла опережения впрыска топлива на экономические и динамические показатели дизельного двигателя.

2. Определить оптимальное значение угла опережения впрыска топлива.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Регулировочная характеристика по углу опережения впрыска топлива приведена на рисунке 2.4.

Под *углом опережения впрыска топлива* понимается число градусов поворота коленчатого вала от момента начала впрыска топлива в камеру сгорания до верхней мёртвой точки поршня.

Особенностью характеристики является совпадение при одном и том же угле опережения впрыска наибольшей мощности и экономичности двигателя – точка $\theta_{\text{наивыг}}$ на графике.

При $\theta_{\text{наивыг}}$ наблюдается наибольшее использование тепла топлива и максимальное значение эффективного КПД для данного скоростного режима.

Изменение угла опережения впрыска от наивыгоднейшего в сторону уменьшения приводит к переносу процесса сгорания на линию расширения.

Как известно из термодинамики, у цикла со смешанным подводом тепла (при $V = const$ и при $p = const$) термический КПД уменьшается при увеличении количества тепла, подводимого при постоянном давлении. При малых углах опережения впрыска топливо сгорает практически при постоянном давлении, что вызывает уменьшение площади индикаторной диаграммы, рост относительных тепловых потерь в стенки цилиндра и с отработавшими газами. Кроме того, при позднем сгорании топлива увеличивается степень дымности выхлопных газов, растёт

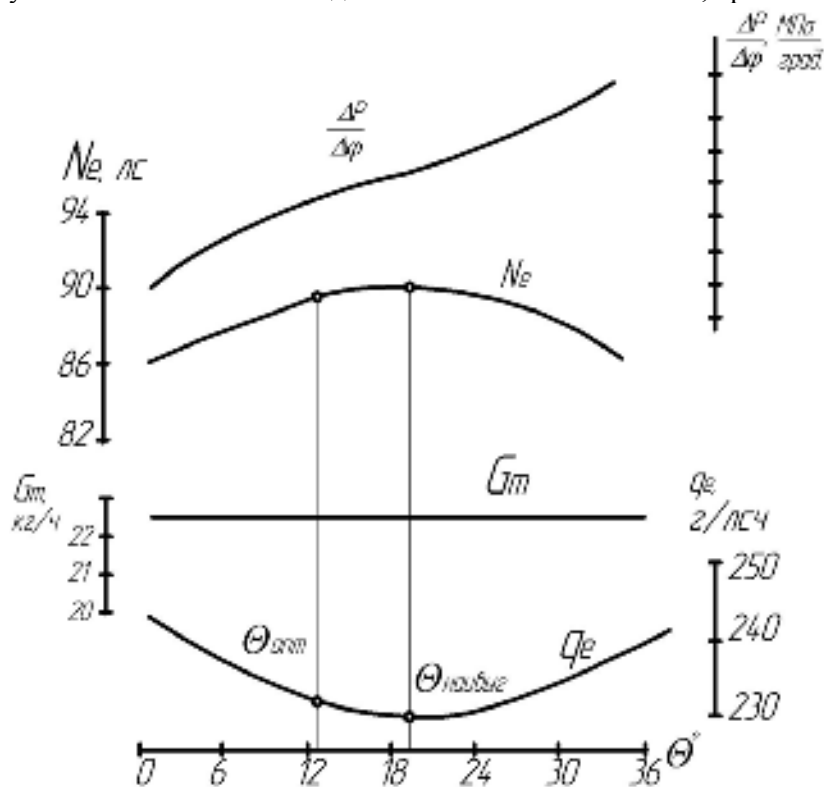


Рисунок 2.4 – Регулировочная характеристика по углу опережения впрыска топлива температура поршня, цилиндра, головки и клапанов, что уменьшает их надёжность и долговечность работы.

Рост угла опережения впрыска приводит к более выгодному термодинамическому циклу. Однако при больших углах опережения топливо попадает в цилиндр при меньшем давлении и температуре находящегося там воздуха.

С понижением давления значительно повышается температура самовоспламенения дизельного топлива. Это обстоятельство приводит к возрастанию периода задержки самовоспламенения и более худшему смесеобразованию из-за впрыска в среду с меньшим давлением. При этом большое количество частиц топлива успевает достичь стенок камеры сгорания и осесть на них. Эти частицы топлива в дальнейшем полностью не сгорают.

Период задержки самовоспламенения оказывает исключительно большое влияние на развитие процесса сгорания. Рост периода задержки самовоспламенения приводит к высокой скорости нарастания давления в период быстрого сгорания первой части топлива. Чем большее количество топлива поступит в камеру сгорания до начала видимого горения, тем выше окажутся скорость нарастания давления $\frac{dp}{d\varphi}$ и максимальное давление цикла p_z , т.е.

будет увеличиваться жёсткость протекания процесса, вызывая повышенные динамические нагрузки на основные детали двигателя и ускоряя их износ.

Период задержки самовоспламенения зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов.

Большое влияние на период задержки оказывает сорт применяемого топлива (его цетановое число). Наилучшими являются топлива, имеющие цетановое число не ниже 50.

Период задержки самовоспламенения уменьшается при увеличении степени сжатия, улучшении качества распыливания топлива, при применении наддува.

Для уменьшения жёсткости рабочего процесса при сохранении достаточной эффективности использования тепла стараются уменьшать количество топлива, поступающего в цилиндр двигателя за период задержки самовоспламенения. Для этого применяется растянутая характеристика подачи топлива с обеспечением малой начальной скорости подачи с постепенным её увеличением.

Стремление снизить жёсткость работы дизеля обусловило распространение камер сгорания разделённого типа – вихревых, предкамер и др.

Однако разделённые камеры, обеспечивающие мягкую работу двигателя, приводят к ухудшению его экономичности из-за дополнительных тепловых и газодинамических потерь.

Дизели ЯМЗ-236 и 238, Д-240, СМД-60 и 62, Д-144, Д-37Е, Д-130 и др. имеют неразделённую камеру сгорания, но из-за соответствующего подбора регулировки топливной аппаратуры и применения совершенных конструкций камер сгорания жёсткость работы их невелика – в пределах $4,5 \dots 5 \text{ кг/см}^2$. Удельный расход топлива для перечисленных двигателей составляет $160 \dots 175 \text{ г/(л.с. ч)}$.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

При проведении опытов подача топлива остаётся постоянной; частота вращения коленчатого вала поддерживается постоянной в пределах $\pm 1\%$ путём варьирования внешней нагрузки. Угол опережения впрыска топлива меняется в пределах $\pm 6 \dots 9^\circ$ от оптимального значения, оговариваемого заводом-изготовителем.

В процессе работы замеряются **основные функциональные параметры**:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) угол опережения впрыска топлива;
- 3) показания тормоза;
- 4) время опыта;
- 5) расход топлива за опыт.

Все замеры производятся при установившемся для данного режима тепловом состоянии двигателя.

После заполнения сводной ведомости строятся кривые данной регулировочной характеристики: мощности двигателя, часового и удельного расходов топлива, среднего эффективного давления – в зависимости от угла опережения зажигания.

На основании полученной характеристики уточняется оптимальное значение момента подачи топлива насосом.

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,

- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- результаты определения оптимальной регулировки,
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Что такое угол опережения впрыска топлива?
2. Что имеет большее численное значение: угол опережения впрыска или угол опережения подачи топлива? С чем это связано?
3. С чем связана необходимость опережения впрыска топлива относительно ВМТ?
4. Как необходимо изменять угол опережения впрыска с изменением скоростного режима двигателя? Чем это достигается на некоторых моделях дизелей?
5. Имеет ли место явление детонации при работе дизеля? С чем это связано?
6. Какими внешними признаками характеризуется превышенное опережение впрыска топлива («раннее зажигание»)?
7. Какими внешними признаками характеризуется заниженное опережение впрыска топлива («позднее зажигание»)?
8. Чем объясняется снижение эффективной мощности при превышении опережения впрыска топлива?
9. Чем объясняется снижение эффективной мощности при занижении опережения впрыска топлива?
10. С чем связано повышение температуры охлаждающей жидкости при занижении опережения впрыска топлива?

2.6 Работа дизеля с обогащением воздуха на впуске топливом (бензо-дизельный процесс)

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние обогащения воздуха на впуске дизельного двигателя на основные показатели работы дизеля. Изучить основные виды топлива-обогапителя..

ЗАДАЧИ: 1. Определить приращение мощности при дополнительной подаче бензо-воздушной смеси в цилиндры дизеля.

2. Определить возможность частичной замены дизельного топлива бензином.

3. Определить улучшение экономичности при работе с нагрузкой.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Существует три основных способа форсирования дизелей: рост скоростных режимов, наддув и работа с предварительным обогащением воздуха на впуске топливом (в дальнейшем для упрощения – обогащение на впуске).

Увеличение скоростных режимов дизеля вызывает необходимость усложнения конструкции и приводит к динамической напряжённости ряда узлов топливоподающей аппаратуры. Это в свою очередь неразрывно связано со снижением её надёжности.

Применение наддува позволяет повысить мощность дизеля при тех же геометрических параметрах цилиндров (рабочий объём, ход поршня, степень сжатия и т.д.) за счёт увеличения подачи воздуха в цилиндры и, как следствие, - увеличения цикловой подачи топлива. Как известно, в конце такта впуска в цилиндрах двигателей ввиду аэродинамического сопротивления воздух разрежен (давление ниже атмосферного). При использовании турбонаддува в конце такта впуска давление избыточное (выше атмосферного). Таким образом, удаётся сжать и в дальнейшем сжечь большее количество воздуха, а значит и топлива. Повышается индикаторная (а значит и эффективная) мощность при тех же значениях удельного расхода топлива.

В настоящее время широкое применение на практике нашел турбинный наддув – так называемый турбонаддув. Однако при улучшении эффективных динамических, мощностных и экономических показателей он имеет важный недостаток – значительное снижение надёжности двигателя за счёт установки дополнительного агрегата – газовой турбины.

Метод предварительного обогащения воздуха на впуске топливом основан на ином принципе – на более рациональной организации процесса сжатия.

Как известно, в дизельном двигателе топливо начинает впрыскиваться в цилиндр примерно за 10...14 градусов до в.м.т. поршня, т.е. до того момента, когда оно уже должно интенсивно сгорать.

При этом за тысячные доли секунды должны произойти сложные предпламенные процессы, определяющие характер протекания сгорания и его эффективность (распыл, нагрев, испарение и смешение топлива с воздухом, зарождение активных центров и цепей, развития реакций, образование радикалов молекул, перекисей и других неустойчивых продуктов неполного окисления).

Для надлежащего осуществления всех этих предварительных, предпламенных процессов нужно время, которого при обычной работе дизеля не хватает. Результат известен, в литре рабочего объёма цилиндров дизеля удаётся сжигать приблизительно в полтора раза меньше топлива, чем это возможно в карбюраторном двигателе с его внешним смесеобразованием. Отсюда и уменьшение мощностных показателей и повышенный вес дизеля (приблизительно до 40%).

Недоиспользование достаточно длительного процесса сжатия, предшествующего процессу сгорания – вот коренной недостаток обычного дизеля.

Метод обогащения воздуха на впуске предполагает помимо основного внутреннего смесеобразования образование на впуске бедной смеси топлива-обогапителя. Поскольку обогащение воздуха на впуске предполагает внешнее смесеобразование, в качестве топлива-обогапителя следует применять топлива лёгких фракций (гептан, уайт-спирит, бензин, изооктан, бензол). Наиболее эффективно использование низкооктанового бензина марок А-76, А-80.

Обогащение на впуске позволяет не только улучшить протекание процесса сгорания, но и увеличить дозу эффективного сжигаемого в цилиндрах топлива и, тем самым, значительно повысить мощностные и экономические рабочие показатели двигателя.

При обогащении воздуха на впуске в цилиндрах дизеля предпламенные процессы начинаются задолго до начала впрыска основного топлива, длительность этих процессов значительно увеличивается. Вследствие этого процесс сгорания происходит в более короткий период. Он приближается к идеальному процессу сгорания при постоянном объёме. Как следствие – повышение термического и индикаторного к.п.д., увеличение среднего индикаторного и среднего эффективного давления, индикаторной и эффективной мощности, снижение удельного расхода топлива (индикаторного и эффективного).

Немаловажным фактором является то, что часть общего количества топлива, участвуя во внешнем смесеобразовании, к моменту воспламенения образует высококачественную паробразную смесь. Это влияет на снижение удельного расхода топлива, дымность и токсичность отработавших газов.

Топлива-обогащители с слишком низким октановым числом (гептан, уайт-спирит) могут давать слишком раннее воспламенение, когда возросшее давление газов в начальный период давит против движения поршня (так называемая отрицательная работа газов). По этой же причине такие топлива заставляют снижать их цикловые подачи, что соответственно снижает эффект обогащения. Наоборот, высокооктановые топлива-обогащители позволяют подавать их в большом количестве, но, не оказывая эффективного влияния на предпламенные процессы, такие обогащители резко увеличивают жёсткость работы двигателя. Поэтому высокооктановые бензины в качестве топлив-обогащителей непригодны.

Метод обогащения воздуха на впуске позволяет достигнуть увеличения мощности дизеля до 20...30%, снизить удельные расходы топлив до 4...6%, обеспечить более мягкую работу, облегчить запуск при незначительном усложнении конструкции двигателя (см. раздел. 2.2.6).

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Устанавливается режим работы дизеля $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ при положении рычага акселератора «максимальный скоростной режим» путём загрузки тормозом. Показание тормоза P_T записывается. Замеряется расход дизельного топлива G_T^d .
2. Включается подача бензина и регулировкой пропускной способности жиклёра устанавливается такая подача бензина, при которой достигается максимальная мощность (при постоянной частоте вращения $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ определяется максимальное показание весового механизма тормоза P_T). Замеряется расход топлива (дизельного G_T^d и бензина G_T^b).
3. При той же подаче бензина снижается подача дизтоплива до тех пор, пока мощность двигателя (максимальное показание весового механизма тормоза P_T при постоянной частоте вращения $n=2000 \text{ мин}^{-1}$) не станет такой же, как в первом случае (пункт 1). Замеряется расход топлива (дизельного G_T^d и бензина G_T^b).

4. Рассчитываются:

1. N_e ; G_T^D ; g_e^D .

$$\Delta N_e = \frac{N_e^{(2)} - N_e^{(1)}}{N_e^{(1)}} 100 \quad ,\% ;$$

2. N_e ; G_T^D ; G_T^6 ; g_e^D ;

$$\Delta g_e^D = \frac{g_e^D(1) - g_e^D(2)}{g_e^D(1)} 100 \quad ,\%.$$

3. N_e ; G_T^D ; G_T^6 ; g_e^D ; $\Delta g_e^D(\%)$;

$$\Delta G_T^D = \frac{G_T^D(1) - G_T^D(3)}{G_T^D(1)} 100 \quad , \%;$$

$$\Delta g_e^D = \frac{g_e^D(1) - g_e^D(3)}{g_e^D(1)} 100 \quad , \%.$$

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- результаты определения оптимальной регулировки,
- анализ полученных результатов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Какие виды топлив могут выступать в качестве обогатителя воздуха на впуске дизеля?
2. Какой полезный эффект может быть достигнут за счёт обогащения воздуха на впуске дизеля?
3. Что ограничивает количество топлива-обогатителя в бензодизельном процессе?
4. Назовите три основных способа форсирования дизелей.
5. Каков процесс воспламенения и сгорания рабочей смеси в дизельном двигателе?

2.7 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние частоты вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя на основные показатели его работы.

ЗАДАЧИ: Выявить закономерности экономических и динамических показателей карбюраторного двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Различают скоростные характеристики:

внешнюю – определяемую при полностью открытом дросселе;

частичную – определяемую при некотором промежуточном положении дросселя, постоянном для всей характеристики.

Рассмотрим представленную на рисунке 2.5 внешнюю скоростную характеристику карбюраторного двигателя.

Примером работы двигателя по внешней характеристике может служить случай движения автомобиля с максимальной возможной скоростью на прямой передаче по дороге переменного сопротивления (например, подъём или спуск).

Характеристику начинают снимать с минимально устойчивых оборотов двигателя n_{\min} с максимальной нагрузкой. На этих оборотах двигатель работает неустойчиво, с перебоями. Условия протекания рабочего процесса здесь крайне неблагоприятны.

Во-первых, из-за больших фаз газораспределения цикловое наполнение цилиндров вследствие явления обратного выброса невелико. Во-вторых, рабочие процессы на малых оборотах протекают медленно, скорость сгорания невысока, время соприкосновения горячих газов с более холодными стенками довольно велико, что приводит к большим тепловым потерям в стенки цилиндра и, как следствие, - уменьшению индикаторного КПД и среднего индикаторного давления.

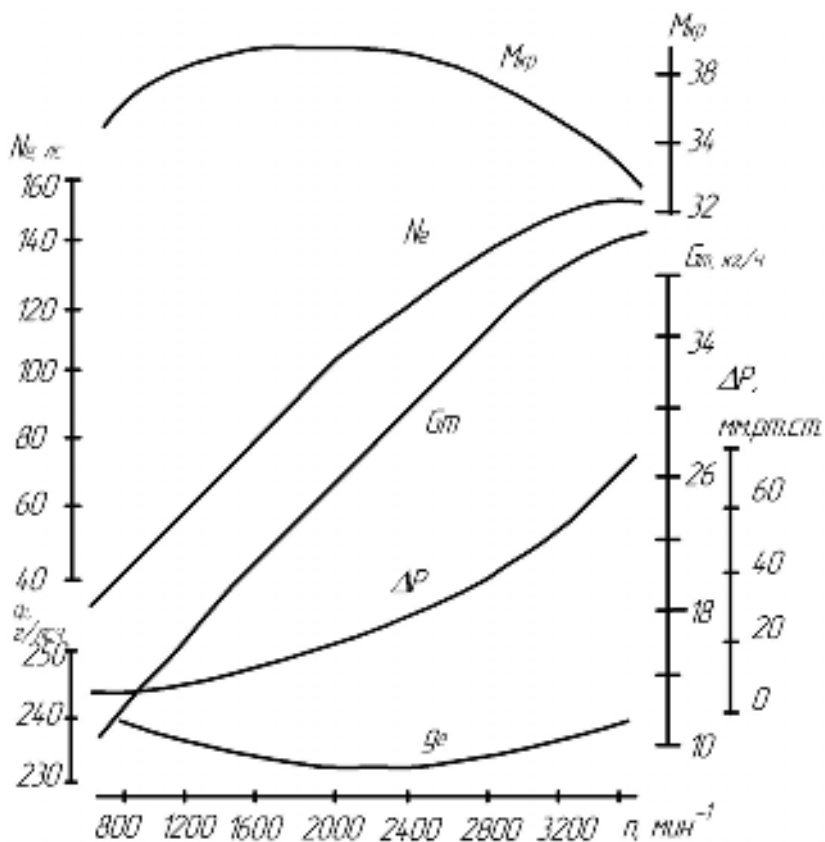


Рисунок 2.5 – Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

В-третьих, малые скорости воздуха в карбюраторе и небольшое количество вихрей в цилиндре ухудшают процесс смесеобразования, что также снижает индикаторные показатели двигателя.

Кроме того, пульсация потока во впускной системе двигателя вызывает излишнее обогащение смеси.

Все перечисленные обстоятельства приводят к падению среднего эффективного давления, крутящего момента и ухудшению экономичности двигателя, что отражается на кривой удельных расходов топлива.

Изменение мощности по скоростной характеристике подчиняется следующему уравнению

$$N_{\dot{a}} = \frac{\dot{a} \cdot V_h \cdot n}{900} = c \cdot p_e \cdot n \quad , \text{ л.с.}$$

где $c = \frac{V_h}{900}$ - коэффициент для четырёхтактного двигателя.

Таким образом, с ростом среднего эффективного давления и частоты циклов эффективная мощность увеличивается.

Увеличение скоростного режима вначале ведёт к росту циклового наполнения цилиндров, увеличивается коэффициент наполнения; уменьшается теплоотдача в стенки цилиндров, повышается скорость сгорания из-за улучшения смесеобразования и более интенсивного вихреобразования. В результате повышается среднее индикаторное и среднее эффективное давление. Кривая мощности идёт более круто; растёт крутящий момент двигателя, а удельный расход топлива уменьшается.

Наиболее благоприятные условия протекания рабочего процесса наблюдаются при средних числах оборотов коленчатого вала, когда коэффициент наполнения, среднее эффективное давление, крутящий момент и экономичность достигают максимума.

Обороты, при которых крутящий момент максимальный, называют оборотами $n_{\text{Мкр max}}$.

Дальнейшее увеличение скоростного режима ведёт к увеличению индикаторного КПД цикла, так как всё время улучшаются условия смесеобразования и сгорания. Однако после прохождения средних чисел оборотов начинают в большей мере действовать такие отрицательные факторы, как уменьшение коэффициента наполнения и рост механических потерь.

Причиной ухудшения наполнения служит возрастающее аэродинамическое сопротивление на впуске при увеличении скорости движения потока. Мерой аэродинамического сопротивления служит величина $\Delta p_{\text{тр}}$, равная разности между барометрическим (окружающим) давлением и абсолютным давлением во впускном трубопроводе.

Механические потери двигателя возрастают пропорционально квадрату числа оборотов и после средних чисел оборотов начинают сказываться всё в большей мере.

Кроме того, с ростом числа оборотов возрастает количество отработавших газов в цилиндре, приводящее к падению среднего индикаторного давления, и увеличиваются потери с выхлопными газами. Из-за больших углов опережения зажигания увеличиваются потери площади индикаторной диаграммы. В результате среднее эффективное давление уменьшается, удельный расход топлива увеличивается, но мощность продолжает (более медленным темпом) расти, достигая максимума при оборотах $n_{Ne \text{ max}}$. Рост мощности на этом участке объясняется увеличением суммарного количества циклов в единицу времени.

После оборотов, при которых эффективная мощность достигла максимума (эти обороты называют номинальными или заводскими), среднее эффективное давление начинает падать настолько резко, что рост количества циклов в единицу времени уже не в состоянии скомпенсировать это падение, в результате чего эффективная мощность начинает уменьшаться, достигая нулевого значения при оборотах, называемых *разностными* $n_{разн}$, когда вся работа, развиваемая внутри цилиндров двигателя, идёт только на покрытие механических потерь. Резкое падение среднего эффективного давления на этом участке объясняется уменьшающимся цикловым наполнением цилиндров, высоким темпом роста механических потерь, увеличивающимся коэффициентом остаточных газов и ростом потерь на выпуске – из-за переноса сгорания на линию расширения.

Для двигателей, устанавливаемых на тракторе или автомобиле, большое значение имеет отношение числа оборотов, при которых двигатель развивает максимальную мощность к числу оборотов максимального крутящего момента. Это отношение называют *коэффициентом приспособляемости по оборотам*. Этот коэффициент характеризует приспособленность двигателя работать «в натяг», т.е. способность преодолевать препятствия с достаточным крутящим моментом при минимальном числе оборотов без буксования ведущих колёс.

Не менее важным в плане оценки двигателя является *коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту*. Он определяется как отношение максимального крутящего момента к крутящему моменту при номинальном режиме, т.е. выражает, во сколько раз увеличивается крутящий момент при

перегрузке относительно номинального режима (в реальной эксплуатации – во сколько раз можно перегрузить двигатель без переключения на низшую передачу). Аналогичную информацию несёт современный показатель *запас крутящего момента*, определяемый, как отношение разности между максимальным значением крутящего момента по скоростной характеристике и значением номинального крутящего момента к значению номинального крутящего момента в %.

Для современных карбюраторных двигателей величина коэффициента приспособляемости по оборотам лежит в пределах 1,3...1,5; коэффициента приспособляемости по крутящему моменту – в пределах 1,2...1,3.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Скоростная (дрессельная) характеристика снимается при постоянном положении дросселя и варьирующей нагрузке.

При определении скоростной характеристики октан-корректор фиксируется в постоянном, наивыгоднейшем положении. Угол опережения зажигания изменяется вакуум-корректором (при его наличии) и центробежным регулятором опережения зажигания.

Опыты проводятся в диапазоне частот вращения коленчатого вала от минимальной, обеспечивающей устойчивую работу двигателя, до максимальной, оговорённой заводом-изготовителем.

При снятии скоростной характеристики производятся замеры *основных функциональных параметров*:

- 1) показания тормоза;
- 2) частоты вращения коленчатого вала;
- 3) расхода топлива за опыт;
- 4) времени опыта.

Строятся «дежурные» кривые: изменения показаний тормоза и времени расхода данного количества (навески) топлива в функции частоты вращения.

На основании сводной ведомости строятся кривые: крутящего момента, мощности, часового и удельного расхода топлива, эффективного к.п.д. и др. параметров (по указанию преподавателя).

Производится расчёт запаса крутящего момента ψ и коэффициентов:

- приспособляемости по оборотам K_n ;
- приспособляемости по крутящему моменту K_M .

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Почему крутящий момент двигателя снижается на режиме малых оборотов?
2. Почему крутящий момент снижается на режиме больших оборотов?
3. Какие факторы превалируют на режиме малых оборотов?
4. Какие факторы превалируют на режиме больших оборотов?
5. Что характеризует коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам?
6. Что характеризует коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту?
7. Что характеризует запас крутящего момента?
8. При меньшем или большем значении коэффициента приспособляемости по оборотам двигатель в большей степени склонен работать «в натяг»?
9. При меньшем или большем значении коэффициента приспособляемости по крутящему моменту двигатель в большей степени склонен к преодолению кратковременной перегрузки?

2.8 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние нагрузки на коленчатом валу карбюраторного двигателя на основные показатели его работы.

ЗАДАЧИ: Выявить закономерности экономических и динамических показателей карбюраторного двигателя от внешней нагрузки.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

На рисунке 2.6 приведена нагрузочная характеристика двигателя ЗИЛ-130, снятая при 1800 мин^{-1} .

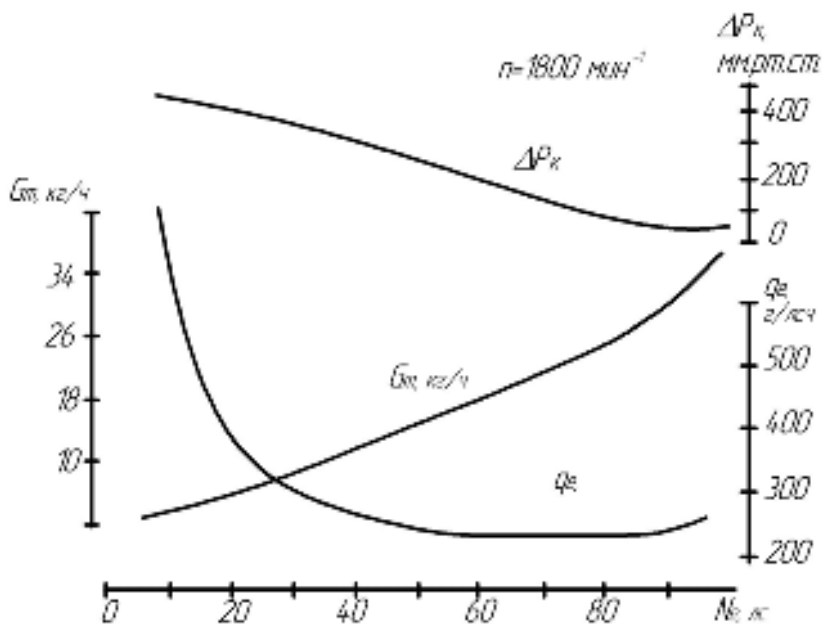


Рисунок 2.6 – Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

Примером работы двигателя по нагрузочной характеристике в эксплуатации являются случаи движения автомобиля с постоянной скоростью при неизменной передаче по дороге переменного сопротивления.

При уменьшении, например, сопротивления дороги (переход от подъёма к горизонтальному участку), во избежание увеличения скорости автомобиля и роста числа оборотов коленчатого вала двигателя, необходимо прикрывать дроссельную заслонку карбюратора, уменьшая тем самым количество горючей смеси, посту-

пающей в цилиндры. При увеличении внешнего сопротивления дроссельная заслонка открывается на больший угол.

Часовой расход топлива в пределах изменения эффективной мощности двигателя от нуля до 80...85 % по нагрузочной характеристике линейно пропорционален мощности (на графике примерно прямая линия).

Дальнейшее открытие дросселя сопровождается вступлением в работу экономайзера, обогащающего горючую смесь, что приводит к более резкому возрастанию часового расхода топлива.

Однако сама по себе кривая изменения часового расхода топлива не может дать представления об экономичности двигателя, так как часовой расход топлива пропорционален и рабочему объёму цилиндров и числу оборотов коленчатого вала.

В наибольшей мере эффективность протекания рабочих циклов двигателя оценивается кривой удельных расходов топлива по нагрузке, так как удельный расход топлива есть величина, обратная эффективному КПД двигателя

$$\eta_a = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_e \cdot H_u},$$

где $H_u \approx 43,93$ – низшая теплотворная способность бензина А-80, ккал/кг.

При анализе кривой изменения удельных расходов топлива на рисунке 2.6, видно, что с уменьшением нагрузки двигателя его экономичность ухудшается.

Прежде всего, такой характер изменения экономичности можно объяснить ухудшением условий протекания рабочих циклов при уменьшении количества топлива, сжигаемого за цикл.

Дросселируя проходное сечение смесительной камеры карбюратора, мы тем самым понижаем давление впуска p_a , вследствие чего уменьшается количество поступающей в цилиндр свежей смеси при сохранении того же количества остаточных газов, что и при полной нагрузке. Относительное количество остаточных газов возрастает, снижая тем самым скорость сгорания и увеличивая продолжительность процесса горения. Процесс сгорания переходит на линию расширения, при этом резко возрастают тепловые потери в стенки цилиндра и с выхлопными газами.

Несмотря на то, что по мере дросселирования уменьшается количество тепла, выделяющегося в камере сгорания, относи-

тельная величина тепловых потерь возрастает, приводя к уменьшению индикаторного КПД.

Механические потери определяются в основном скоростным режимом двигателя и не зависят от его нагрузки. Можно считать, что по нагрузочной характеристике абсолютная величина механических потерь практически не меняется, а мощность двигателя всё время уменьшается, что ведёт к возрастанию относительной величины механических потерь и к уменьшению механического и эффективного КПД двигателя.

Кроме того, при снижении нагрузки двигателя за счёт дросселирования возрастают насосные потери, так как затрачивается всё большее количество работы на осуществление ходов всасывания.

Малые нагрузки приводят к увеличению нестабильности протекания рабочих циклов, двигатель начинает работать менее устойчиво, в связи с чем приходится несколько обогащать рабочую смесь для компенсации возросшей нестабильности циклов, уменьшая тем самым термический КПД, зависящий при данной степени сжатия лишь от состава смеси. Современные карбюраторы регулируются таким образом, чтобы при работе двигателя на частичных нагрузках обеспечивались бы экономические составы смеси ($\alpha_{\text{эк}}$ по регулировочной характеристике по составу смеси).

Однако экономический состав смеси при изменении нагрузки не остаётся величиной постоянной. Если при 85 % мощности двигателя экономический коэффициент избытка воздуха равен 1,15...1,17 (при степени сжатия $\varepsilon = 6,5$), то при уменьшении нагрузки до 25 % от максимальной величины коэффициента избытка воздуха, соответствующего экономичной для данного режима работы двигателя, уменьшается до 1,0...0,98.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Нагрузочная (дроссельная) характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала, при включенном зажигании и подаче топлива при изменении открытия дросселя от полного до соответствующего холостому ходу. Регулировки карбюратора остаются постоянными в течение всех опытов; положение октан-корректора постоянно, угол опережения зажигания устанавливается вакуум-корректором (при наличии такового) и центробежным регулятором опережения зажигания.

Опыты проводятся при холостом ходе, 25, 50, 75, 85 и 100% нагрузки. За 100% принимается мощность на данном скоростном режиме при полном открытии дроссельной заслонки. С целью повышения достоверности данных применяется метод двукратного замера.

При проведении опытов измеряются *основные функциональные параметры*:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) показания тормоза;
- 3) расход топлива за опыт;
- 4) время опыта,

Полученные данные заносятся в сводную ведомость и обрабатываются. На основании сводной ведомости строятся кривые G_T , g_e , $t_{ож}$, t_m , η_e в зависимости от мощности двигателя N_e (выраженной в кВт, л.с. или в %).

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. Как определяется экономичная работа двигателя по нагрузочной характеристике?
2. Как определяют момент включения экономайзера по нагрузочной характеристике?
3. Объясните причину резкого возрастания удельного расхода топлива по мере снижения нагрузки.

2.9 Скоростная характеристика дизельного двигателя

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя на основные показатели его работы.

ЗАДАЧИ: Выявить закономерности экономических и динамических показателей дизельного двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Различают скоростные характеристики:

- **внешнюю** – определяемую при полной подаче топлива;
- **частичную** – определяемую при некотором промежуточном положении рейки топливного насоса, постоянном для всей характеристики.

Внешняя скоростная характеристика дизеля, представленная на рисунке 2.7, протекает примерно аналогично внешней скоростной характеристике карбюраторного двигателя (см. раздел 2.7).

Разница заключается в том, что для дизелей такой же размерности, как и карбюраторный двигатель, точка перегиба кривой мощности $N_{e \max}$ будет смещена в сторону большего числа оборотов из-за меньших потерь в наполнении и увеличения коэффициента подачи топливного насоса.

Дизели по сравнению с карбюраторными двигателями имеют более плавное протекание кривой крутящего момента, а следовательно, и меньший коэффициент приспособляемости по моменту ($K_M = 1,08 \dots 1,12$), а также – запас крутящего момента.

Для устранения этого недостатка в конструкции топливного насоса дизеля предусмотрен корректор, который при полной нагрузке двигателя с уменьшением числа оборотов увеличивает подачу топлива за цикл, что приводит к росту среднего эффективного давления и величины крутящего момента.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Скоростная характеристика снимается при постоянном положении рейки топливного насоса (отключенной от регулятора) и варьирующей нагрузке.

Оборудование (раздел 2.2.7) стенда лаборатории испытаний ДВС кафедры «ЭММиТО» позволяет управлять рейкой топливного насоса независимо от регулятора без отсоединения рейки насоса от регулятора. При этом перед проведением испытания необходимо осуществлять следующие действия:

- Запустить двигатель.

- Установить рычаг управления топливным насосом в положение «Максимальный скоростной режим».
- Накрутить ограничительную гайку на тягу независимого привода рейки топливного насоса до момента движения рейки в сторону уменьшения подачи топлива.
- Для определения внешней скоростной характеристики:
- Зафиксировать ограничительную гайку контргайкой.
- Для определения частичной скоростной характеристики:
- Подсчитывая количество оборотов накручивать ограничительную гайку на тягу независимого привода рейки топливного насоса до полного отключения подачи топлива (до упора). Тормозной стенд при этом перейдёт в двигательный режим.
- Открутить ограничительную гайку на количество оборотов, соответствующее процентной частичности нагрузки. Например: при полном количестве оборотов 12 для установки 33 %-ого режима следует открутить гайку на 4 оборота.

На режиме вращения коленчатого вала с частотой, большей частоты начала действия регулятора (когда регулятор стремится воздействовать на рейку в сторону уменьшения подачи топлива) следует осуществлять постоянное нажатие на упорную кнопку до упора гайки к корпусу регулятора

При определении скоростной характеристики момент подачи топлива и, соответственно – угол опережения впрыска топлива, сохраняются постоянными или устанавливаются центробежным регулятором опережения подачи топлива (при его наличии).

Опыты проводятся в диапазоне частот вращения коленчатого вала от минимальной, обеспечивающей устойчивую работу двигателя, до частоты вращения, превышающей на 100...200 мин⁻¹ максимальную частоту, оговорённую заводом-изготовителем максимальной.

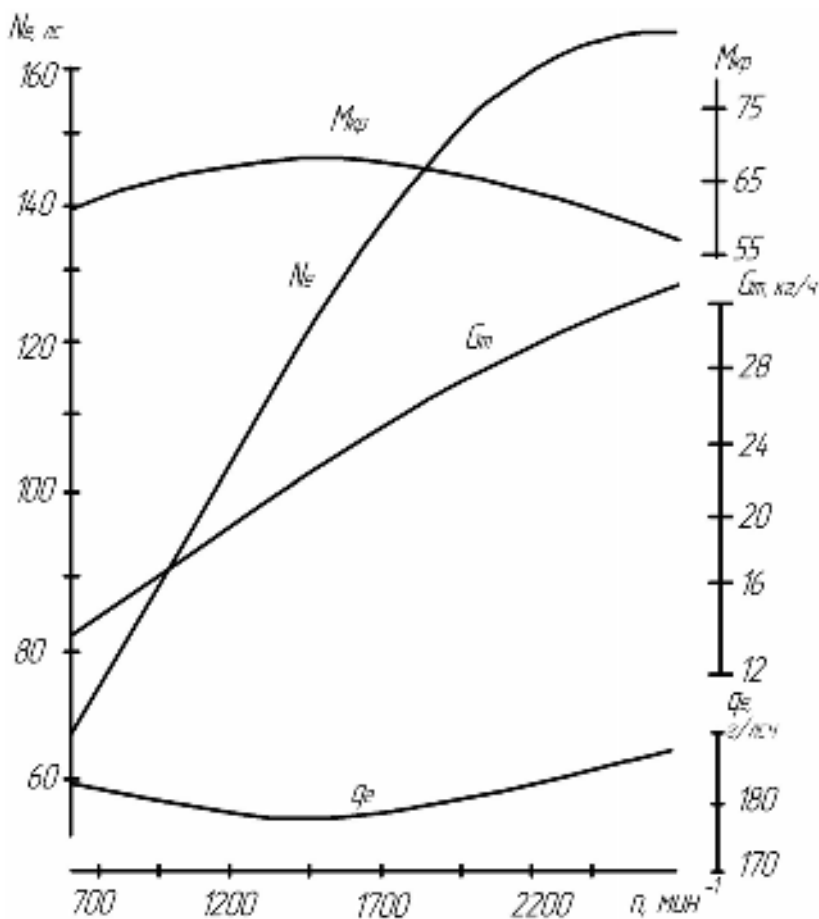


Рисунок 2.7 – Внешняя скоростная характеристика дизеля

При определении скоростной характеристики производятся замеры **основных функциональных параметров**:

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);
- 2) показания тормоза;
- 3) расход топлива за опыт;
- 4) время опыта.

Показатели двигателя должны определяться при установившемся режиме работы двигателя.

Строятся «дежурные» кривые: изменения показаний тормоза и

времени расхода данного количества (навески) топлива в функции частоты вращения.

На основании сводной ведомости строятся кривые: крутящего момента, мощности, часового и удельного расхода топлива, эффективного к.п.д. и др. параметров (по указанию преподавателя).

Производится расчёт запаса крутящего момента ψ и коэффициентов:

- приспособляемости по оборотам K_n ;
- приспособляемости по крутящему моменту K_M .

ФОРМА ОТЧЁТНОСТИ

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

1. В каком положении должна быть установлена рейка топливного насоса при снятии скоростной характеристики дизеля?
2. Что такое внешняя характеристика двигателя?
3. Какие факторы влияют на коэффициент наполнения и способы его улучшения?
4. Что такое коэффициент наполнения цилиндров двигателя?
5. Какой двигатель имеет больший коэффициент наполнения цилиндров: карбюраторный или дизельный?
6. Объясните необходимость установки корректора в регуляторе топливного насоса дизеля.
7. Какие факторы влияют на снижение крутящего момента дизеля на режиме малых оборотов?
8. Какие факторы влияют на снижение крутящего момента дизеля на режиме больших оборотов?
9. Почему дизельный двигатель имеет относительно меньшее снижение крутящего момента в режиме малых скоростей, чем карбюраторный двигатель?

2.10 Регуляторная характеристика дизельного двигателя

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определить влияние нагрузки на коленчатом валу дизельного двигателя на основные показатели его работы при работе всережимного регулятора.

ЗАДАЧИ: 1. Выявить закономерности экономических и динамических показателей карбюраторного двигателя от внешней нагрузки при работе всережимного регулятора.

2. Оценить степень неравномерности работы всережимного регулятора.

3. Оценить коэффициенты приспособляемости: по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

РАБОТЫ

Эксплуатация тракторных дизелей характеризуется длительным временем работы на постоянных скоростных режимах (с небольшим колебанием числа оборотов), что обусловлено особенностью выполнения различных полевых работ (вспашка, культивация, посев и др.).

Для обеспечения поддержания примерно постоянной скорости движения трактора при различных сопротивлениях нагрузки современные тракторные дизели снабжаются всережимными регуляторами.

Двигатель с всережимным регулятором может работать с ограничением числа оборотов в широких пределах путём соответствующей настройки регулятора.

Естественно, что при переходе к большему числу оборотов на регуляторе повышается мощность, которую можно снять с коленчатого вала двигателя, но при этом соответственно возрастает и расход топлива.

Подбирая оптимальные скоростные режимы для каждого вида сельскохозяйственных работ и условий их выполнения, можно обеспечить в каждом случае наивыгоднейшее использование топлива.

О характере изменения динамических и экономических показателей двигателя, работающего в определённом скоростном диапазоне чисел оборотов, позволяют судить его регуляторные характеристики (рисунки 2.8, 2.9, 2.10).

При наличии всережимного регулятора скоростной режим двигателя устанавливается определённым положением органа управления рейкой топливного насоса.

Регуляторная характеристика дизельного двигателя, построенная в зависимости от числа оборотов – рисунок 2.8, используется для анализа работы двигателя на различных скоростных режимах.

При исследовании мощностных и экономических показателей двигателя, работающего с регулятором, такой вид характеристики неудобен, так как ветви кривых, соответствующие основным рабочим режимам, т.е. собственно регуляторная часть характеристики, располагаются на небольшой площади графика.

В связи с этим, используют метод построения регуляторной характеристики, приведённой на рисунке 2.9, где топливная экономичность (удельные и часовые расходы) и крутящий момент строятся в зависимости от нагрузки двигателя (степени загрузки; от N_e или p_e).

Такой вид характеристики в практике испытания тракторных двигателей принят в качестве основной формы регуляторной характеристики, поэтому рассмотрим её более подробно.

Работа дизеля на регуляторе происходит от оборотов холостого хода n_{xx} , когда эффективная мощность равна нулю, до оборотов, соответствующих номинальной мощности двигателя $n_{ном}$. Изменение нагрузки в этих пределах достигается за счёт увеличения или уменьшения количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя путём соответствующего автоматического перемещения рейки топливного насоса муфтой регулятора.

При уменьшении эффективной мощности двигателя (в зоне работы регулятора) уменьшаются цикловой ΔG_T и часовой G_T расходы топлива, однако удельные расходы при этом возрастают.

Такой характер изменения экономичности двигателя объясняется следующими основными причинами.

Во-первых, уменьшение нагрузки и соответствующее уменьшение цикловой подачи топлива ведёт к росту относительного количества тепла, передаваемого в стенки цилиндров, - падает индикаторный КПД.

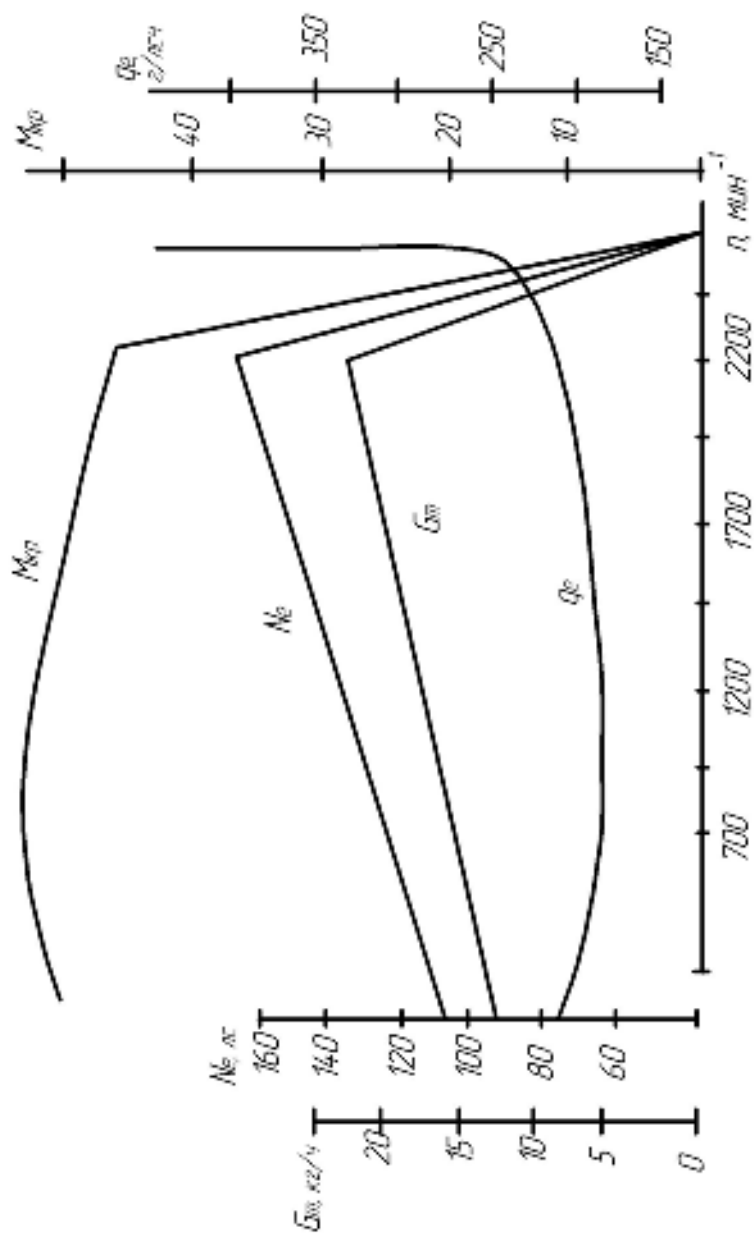


Рисунок 2.8 - Регуляторная характеристика дизеля по оборотам

Рисунок 2.8 – Регуляторная характеристика дизеля по оборотам

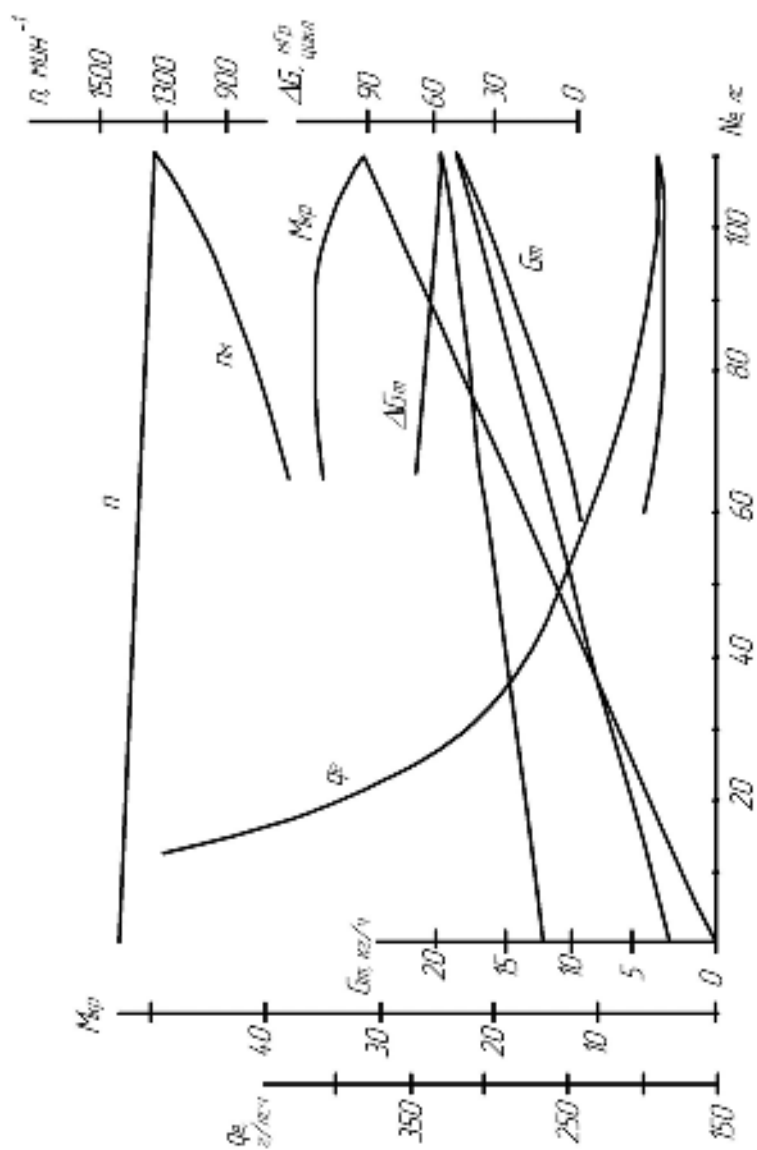


Рисунок 2.9 - Регуляторная характеристика дизеля в функции от эффективной мощности

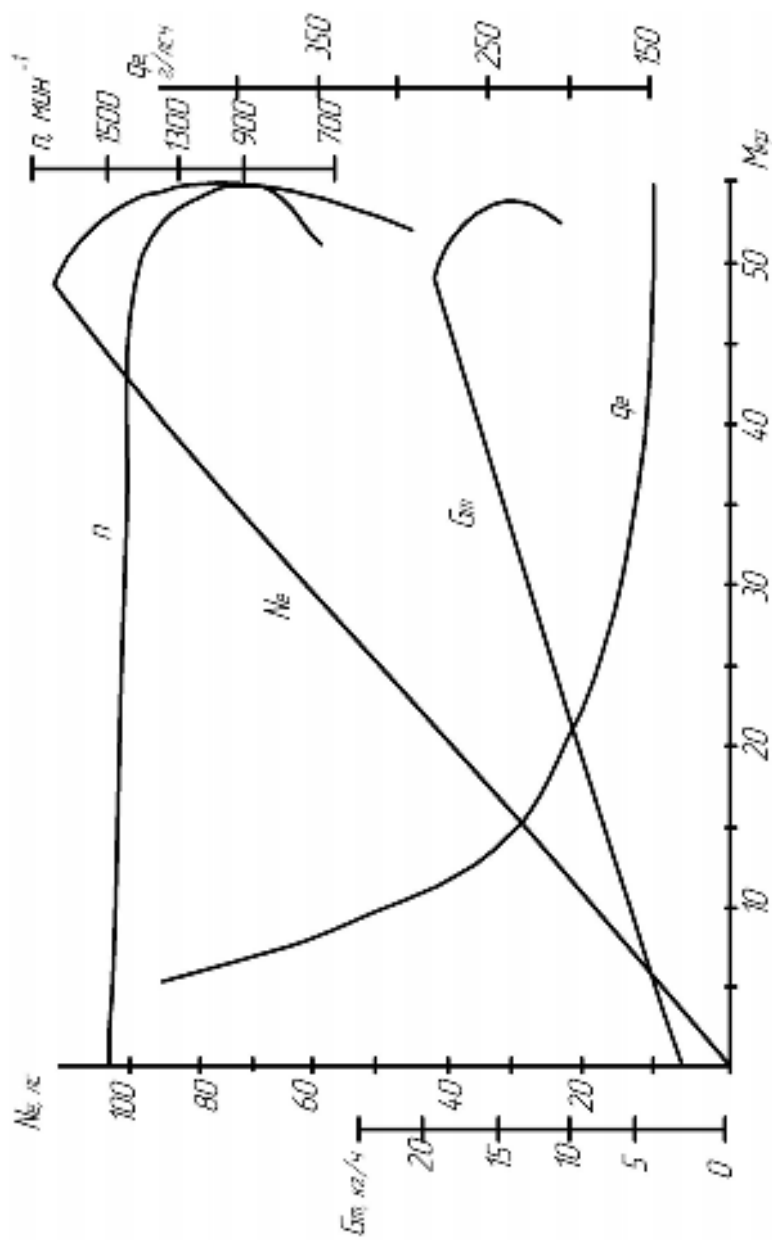


Рисунок 2.10 - Регуляторная характеристика дизеля в функции от крутящего момент

Во-вторых, растёт величина относительных механических потерь, чему способствует и некоторое увеличение числа оборотов коленчатого вала двигателя по мере снижения нагрузки.

Уменьшение количества подаваемого в цилиндры топлива приводит к падению скорости сгорания и перехода сгорания на линию расширения, что также увеличивает относительные тепловые потери в стенках цилиндра и на выхлопе.

Таким образом, уменьшение нагрузки дизеля в результате ухудшения условий протекания рабочего процесса обуславливает ухудшение его топливной экономичности.

Возрастание внешнего сопротивления выше величины номинальной мощности двигателя вызывает более резкое падение числа оборотов, чем до точки $n_{ном}$. Этот момент работы двигателя называют перегрузкой. При перегрузке двигателя регулятор перестаёт работать, и в действие вступает корректор подачи топлива, который при падении числа оборотов за началом перегрузки увеличивает цикловую подачу топлива. Из графика рисунка 2.9 видно, что при падении числа оборотов при перегрузке часовой расход топлива уменьшается, а цикловой расход ΔG_T мг/цикл – увеличивается.

Рост циклового расхода топлива обуславливает увеличение крутящего момента, что способствует преодолению двигателем определённой перегрузки (обычно 10...20 % от номинальной).

Удельные расходы топлива у двигателей современных конструкций (А-01, А-03, Д-108, ЯМЗ-238, Д-144, СМД-60 и др.) на перегрузке остаются примерно постоянными, несколько увеличиваясь при росте цикловой подачи топлива.

Постоянство удельных расходов топлива на перегрузке у современных отечественных дизелей объясняется хорошей организацией процессов смесеобразования и сгорания, правильным выбором сопловых отверстий распылителя, интенсивным вихревым движением воздуха, формой камеры сгорания, что в результате приводит к их высокой тепловой экономичности.

Работа на перегрузке у дизелей старых моделей (Д-50, СМД-14, КДМ-100 и др.) обычно сопровождалась увеличением удельных расходов топлива, большим дымлением и потерями тепла на перегрев двигателя и с выхлопными газами.

Несмотря на высокую топливную экономичность новых дизелей, на практике всё же стремятся избегать перегрузочных (безрегуляторных) режимов их работы, так в области перегрузки резко возрастают динамические нагрузки на детали шатунно-поршневой группы двигателя (увеличивается степень нарастания давления при сгорании), что ведёт к повышенному износу деталей и уменьшению долговечности двигателя.

Регуляторная характеристика, отражая зависимости изменения мощностных и экономических показателей двигателя от степени его загрузки, позволяет дополнительно определить ряд следующих его основных параметров:

1. **Степень неравномерности работы регулятора**

$$\delta = \frac{n_{\delta\delta} - n_{i\dot{i}\dot{i}}}{\frac{n_{\delta\delta} + n_{i\dot{i}\dot{i}}}{2}} = \frac{2(n_{\delta\delta} - n_{i\dot{i}\dot{i}})}{n_{\delta\delta} + n_{i\dot{i}\dot{i}}}$$

где: n_{xx} – число оборотов коленчатого вала двигателя при холостом ходе, мин⁻¹;

$n_{ном}$ – номинальное число оборотов, мин⁻¹.

Величина δ определяется, в основном, настройкой регулятора и для современных дизелей равна 0,07...0,08.

Увеличение δ свыше 0,08 приводит к возрастанию износов двигателя из-за повышения числа оборотов холостого хода.

Значения δ менее 0,06 также неприемлемы, так как при этом возникает неустойчивая работа регулятора.

2. **Коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту** – отношение максимального крутящего момента к величине момента при номинальной мощности

$$\hat{E}_j = \frac{\dot{I}^{\dot{e}\delta\max}}{\dot{I}_{i\dot{i}\dot{i}}}$$

Для тракторных дизелей $K_M = 1,10...1,20$.

Величина коэффициента приспособляемости по моменту определяется работой корректора и в значительной степени зависит от минимально возможного коэффициента избытка воздуха α_{\min} .

3. Коэффициент приспособляемости по оборотам

$$\hat{E}_n = \frac{n_{i i i}}{n_{j \text{ } \hat{\epsilon} \delta \text{ max}}}$$

где $n_{Mkr \text{ max}}$ – обороты коленчатого вала, соответствующие максимальному крутящему моменту.

K_n зависит от фаз газораспределения, от работы корректора.

Высокие значения коэффициента приспособляемости по оборотам способствуют увеличению производительности тракторов вследствие более высокой скорости движения и менее частой необходимости пользоваться коробкой перемены передач.

Характеристика, построенная в зависимости от крутящего момента (рисунке 2.10), весьма удобна при изучении показателей работы двигателя совместно с тяговыми показателями трактора.

В связи с тем, что тяговое усилие трактора пропорционально крутящему моменту двигателя, то для расчёта тяговой характеристики используют регуляторную характеристику дизеля, построенную в функции от момента.

Порядок выполнения работы

Пред началом этих испытаний проверяется соответствие установки регулятора с требованиями заводской инструкции.

Рычаг управления регулятором должен находиться в положении «максимальный скоростной режим». При определении характеристики опыты проводятся на следующих режимах: холостой ход на регуляторе, 25, 50, 75, 90 и 100% нагрузки. За 100% принимается максимальная нагрузка, определённая при проведённых ранее регулировках подачи топлива и опережения впрыска топлива, при частоте вращения коленчатого вала, рекомендуемой заводом-изготовителем.

С целью определения точки перегиба кривой среднего эффективного давления (и, соответственно, кривой крутящего момента) проводятся 2...3 опыта в режиме перегрузки двигателя.

Показатели двигателя должны определяться при установленном режиме работы двигателя.

При определении регуляторной характеристики производятся замеры **основных функциональных параметров:**

- 1) частота вращения коленчатого вала (постоянная);

- 2) показания тормоза;
- 3) расход топлива за опыт;
- 4) время опыта.

Данные измерений сводятся в сводную ведомость. На основании сводной ведомости ко всем кривым на внешней скоростной характеристике, определённой ранее, подставляются регуляторные ветви и, кроме этого, отдельно строятся кривые изменения часового и удельного расхода топлива, частоты вращения и температур в зависимости от нагрузки (мощности, развиваемой двигателем).

Определяется степень неравномерности работы регулятора.

Рассчитываются коэффициенты приспособляемости по оборотам и по моменту.

Форма отчётности

Отчёт должен содержать:

- краткую методику выполнения работы,
- результаты измерений и расчётов основных показателей работы двигателя, снесённые в сводную ведомость (см. образец на рисунке 2.1),
- графически представленные результаты по определению характеристики двигателя (см. образец на рисунке 2.2),
- анализ полученной характеристики.

Контрольные вопросы:

1. Какие области работы двигателя различают по регуляторной характеристике?
2. Подсчитайте, какие получились коэффициенты приспособляемости по моменту и по оборотам и сравните их с аналогичными данными карбюраторного двигателя.
3. Объясните влияние корректора на характер изменения крутящего момента.
4. Определите степень неравномерности регулятора и коэффициент износа двигателя по моменту и по оборотам.
5. Как изменится регуляторная характеристика при изменении скоростного режима двигателя?
6. Почему часовой расход топлива G_T в рамках регуляторной характеристики, в частности – на регуляторной ветви, - не может быть равным нулю?

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

3.1 Характеристика топливного насоса высокого давления по подаче топлива

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определение зависимости количества топлива, подаваемого насосной секцией, от положения рейки при постоянной частоте вращения кулачкового вала насоса.

ЗАДАЧИ: Проверка и испытание насоса, снятие и построение характеристик, обработка и анализ результатов испытаний, составление отчета.

ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ:

1. Проверенный и отрегулированный топливный насос Л4ТН-8,5Х10Т, комплект форсунок, испытанных на нормальное давление впрыска и на пропускную способность.

2. Стенд для регулировки и испытания топливной аппаратуры КИ-22205.

3. Устройство для закрепления рейки насоса на шкале измерительной линейки.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Перед проведением испытаний все узлы и механизмы топливного насоса необходимо тщательно проверить. Во время сборки насоса нужно обратить внимание на следующее.

Осовой зазор кулачкового валика установить при помощи регулировочных прокладок в пределах 0,1-0,25 мм. Затяжка пружин фрикциона должна быть такой, чтобы момент проскальзывания смазанной дизельным маслом шестерни на втулке находился в пределах 8-9 Н м (80-90 кгс.см). Затяжку регулируют гайкой пружины фрикциона. Плунжерные пары и нагнетательные клапаны при комплектовании насоса подбирают одной и той же гидравлической плотности. Момент затяжки нажимных штуцеров насосных элементов должен быть одинаковым и равным 120 н·м. (12 кгс.м). Чрезмерная затяжка штуцеров может вызвать зависание плунжеров вследствие деформации (гильзы), а слабая затяжка не обеспечивает требуемой герметичности в сопряжении плоскостей торца гильзы и седла нагнетательного клапана. Хомутики на рейке следует закреплять так, чтобы расстояние между их осями было 40 мм. У насосов УТН-5 расстояние между серединами зубча-

тых венцов составляет 32 мм. Винт вилки регулятора должен выступать над передней плоскостью вилки на 7-9 мм. Запас хода плунжера допускается не менее 0,3 мм.

До начала испытаний нужно проверить исправность действия стенда КИ-22205 и всех приборов. Для этого необходимо убедиться в правильности показания тахометра, манометров, сравнивая их с паспортными данными или с эталонами; осмотреть и, если необходимо, подтянуть крепежные детали; проверить натяжение приводных ремней; слить отстой топлива из корпуса фильтров; осмотреть пеногасители и, если нужно, прочистить их выходные отверстия; проверить длину топливопроводов высокого давления и убедиться, что длина их соответствует техническим условиям, установленным для данного испытываемого насоса.

На рисунке 3.1 приведена характеристика топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т по подаче топлива, на которой отображены зависимости цикловой подачи и степени неравномерности от перемещения рейки ТНВД.

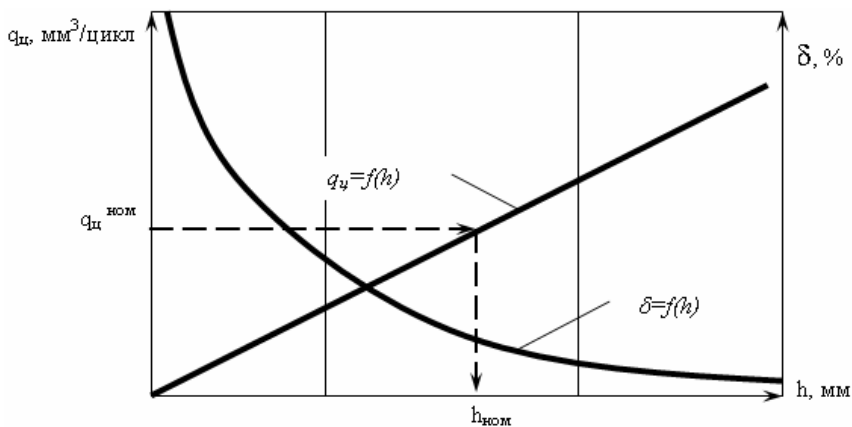


Рисунок 3.1 - Характеристика топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т по подаче топлива

На рисунке 3.1 приведена характеристика топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т по подаче топлива $q_{ц} = f(h)$ и степени неравномерности подачи топлива по секциям насоса $\delta = f(h)$.

Цикловая подача имеет прямую прямолинейную зависимость от перемещения рейки (см. кривую $q_{ц} = f(h)$). Это определено

конструкцией привода плунжера и формой винтовой канавки на его поверхности.

Степень неравномерности подачи топлива по секциям насоса позволяет оценить качество регулировок насоса и его работоспособность. Она определяется следующей формулой:

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}} \cdot 100, \quad \%$$

где V_{\max} – наибольшее значение цикловой подачи среди секций насоса, см³/цикл;

V_{\min} – наименьшее значение цикловой подачи среди секций насоса, см³/цикл;

V_{cp} – среднее арифметическое значение цикловой подачи всех секций насоса, см³/цикл;

Характер кривой $\delta=f(h)$ в левой части графика определяется закономерностью асимптотического устремления к бесконечности при снижении перемещения рейки до нуля.

Рассмотрим причины такой закономерности.

Разброс подачи $V_{\max}-V_{\min}$ связан с неточностью регулировки равномерности подачи по секциям, а также с неравномерным по секциям износом плунжерных пар. Эта величина сохраняется постоянной во всём диапазоне перемещения рейки.

При уменьшении перемещения рейки среднее значение цикловой подачи стремится к нулю. При постоянном разбросе подачи это приводит к устремлению степени неравномерности к бесконечности:

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min} = const}{V_{cp} \rightarrow 0} \rightarrow \infty$$

По тем же причинам при увеличении перемещения рейки к бесконечности средняя цикловая подача также устремляется к бесконечности, а степень неравномерности, соответственно, - к нулю:

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min} = const}{V_{cp} \rightarrow \infty} \rightarrow 0$$

Кривая 2 показывает зависимость изменения степени неравномерности подачи δ от величины перемещения h рейки. По ней можно оценить пригодность насоса для применения на двигателе.

Например, при 850 об/мин δ изменяется в пределах от 2 % (перемещение рейки 12 мм) до 15% (перемещение рейки 6 мм). Такой характер изменения степени неравномерности при уменьшении перемещения рейки следует считать вполне приемлемым.

Степень неравномерности подачи топлива насосными элементами подсчитывают по формуле, приведенной ранее.

После обработки результатов опытов строят характеристику топливного насоса по подаче, графически выражающую зависимость $q_{ци} = f(h)$, в которой $q_{ци}$ - подача топлива на цикл, мг/цикл или мм/цикл; h - перемещение рейки топливного насоса, мм.

На графике характеристики при подаче топлива отмечают положение рейки, при котором цикловая подача насоса соответствует номинальному часовому расходу топлива. Эту цикловую подачу (мм³/цикл) подсчитывают по выражению

$$q_{\delta} = \frac{G_{\delta} \cdot 10^6 \cdot \tau}{60 \cdot n \cdot i},$$

где G_{δ} - часовой расход топлива, кг/ч;

τ - коэффициент тактности;

n - частота вращения кулачкового вала насоса, мин⁻¹;

i - число цилиндров;

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Характеристика снимается при постоянной частоте вращения кулачкового вала насоса. Номинальная частота для топливного насоса Л4ТН-8,5х10 составляет 850 мин⁻¹.

Первый опыт проводят, когда рейка закреплена в положении, соответствующем минимальной подаче топлива.

В последующих опытах рейку насоса перемещают каждый раз на 2 мм и закрепляют в данном положении.

Во время каждого опыта устанавливают его продолжительность (количество циклов $N_{цик}$), частоту вращения кулачкового вала насоса и измеряют количество топлива, поданное за время опыта каждым насосными элементами ($i = 1, 2, 3, 4, \dots$) через глушитель в форсунку ($V_i, \text{см}^3$).

Всего проводят 5-6 опытов при различных положениях рейки; каждый из них повторяют по два раза. Вначале рейку передвигают от минимальной подачи топлива до максимальной, а затем в противоположную сторону. Результаты опытов записывают в журнал наблюдений.

Подсчитывается среднее значение количества топлива, поданного насосными элементами

$$V_{cp} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2},$$

где V_{max} - максимальное значение подачи топлива i – секцией;
 V_{min} - минимальное значение подачи топлива i – секцией.

Для каждого опыта подсчитывают цикловую подачу и степень неравномерности подачи топлива насосными элементами. Номинальная цикловая подача топлива насосным элементом

$$q_{\delta} = \frac{V_{cp}}{N_{\delta}} \cdot 10^3, \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

Степень неравномерности подачи насосными секциями подсчитывается по формуле

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{cp}} \cdot 100\%.$$

Таблица 3.1 Результаты измерений и расчётов характеристики топливного насоса высокого давления по подаче

N опыта	h, мм	N _{циклов}	Подача, V _i , см ³				V _{cp} , см ³	q, мм ³ /цикл	δ, %
			I	II	III	IV			
1									
2									
...									

ФОРМА ОТЧЕТНОСТИ

Отчет должен содержать:

- краткую методику выполнения работы;
- результаты измерений и расчетов;
- графически представленные результаты испытаний;
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте понятие «цикловая передача».
2. Дайте единицу измерения цикловой подачи.
3. Приведите формулы для определения цикловой подачи.
4. Как изменяется цикловая подача по изменению положения рейки?

5. Почему цикловая подача от изменения рейки изменяется по прямой линии?
6. Дайте понятие «степень неравномерности».
7. Почему на плунжере сделаны две винтовые (отсечные) канавки?

3.2 Скоростная характеристика топливного насоса высокого давления

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Выявить закономерности изменения цикловой подачи топлива при различных значениях частоты вращения кулачкового вала и закрепленной рейки топливного насоса.

ЗАДАЧИ: Проверка и испытание насоса, снятие и построение характеристик, обработка и анализ результатов испытаний, составление отчетов.

ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ:

1. Проверенный и отрегулированный топливный насос Л4ТН-8,5Х10Т, комплект форсунок, испытанных на нормальное давление впрыска и на пропускную способность.
2. Стенд для регулировки и испытания топливной аппаратуры КИ-22205.
3. Устройство для закрепления рейки насоса на шкале измерительной линейки.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

Перед проведением испытаний, как и в предыдущей работе, все узлы и механизмы топливного насоса необходимо тщательно проверить.

Скоростная характеристика топливного насоса имеет большое значение для оценки его работы и динамических показателей двигателя.

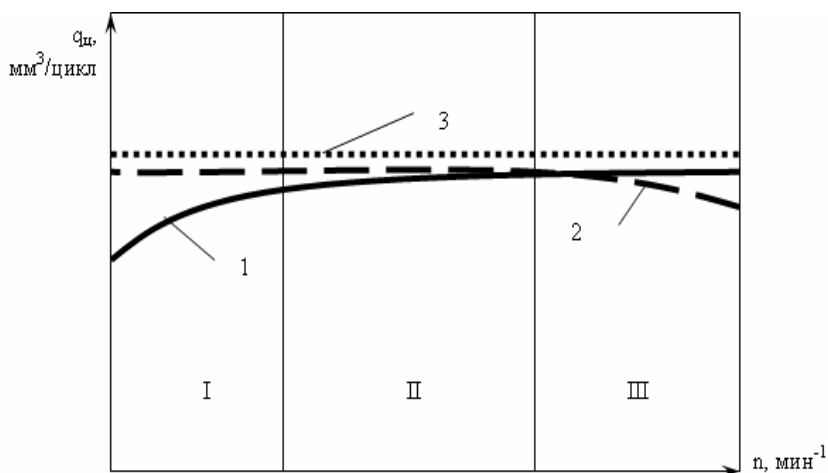


Рисунок 3.2 – Скоростная характеристика топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т

Гипотетически можно предположить, что цикловая подача не должна изменяться с изменением частоты подачи топлива. Действительно, рейка зафиксирована и давление в П-образном канале постоянное по условию характеристики. Но в действительности необходимо учитывать влияние двух весомых факторов: 1) утечки топлива через зазор «плунжер-гильза» и 2) неполнота наполнения надплунжерного пространства при увеличении частоты подачи выше критической.

В связи с этим на характеристике топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т, показанной на рисунке 1, выявляются три характерных диапазона.

Диапазон I: Превалирует первый фактор. В виду снижения частоты вращения кулачкового вала скорость перемещения плунжера снижается. При этом увеличивается время цикла, а значит – увеличивается доля перетекающего за это время топлива из надплунжерного пространства. С увеличением частоты вращения доля потерь из-за утечек через зазор «гильза-плунжер» снижается, кривая 1 (рисунок 3.2) цикловой подача асимптотически стремится к теоретической постоянной (геометрической цикловой подаче – прямая 3 на рисунке 3.2).

Диапазон II – максимальное приближение цикловой подачи к постоянной геометрической цикловой подаче. Воздействие первого фактора - минимально, воздействие второго отсутствует.

Диапазон III – первый фактор практически не влияет. Частота вращения кулачкового вала превышает определённое критическое значение, выше которого проявляется с нарастанием неполнота заполнения надплунжерного пространства (кривая 2 на рисунке 3.2). Это происходит ввиду уменьшения времени нахождения плунжера в нижней мёртвой точке, когда происходит заполнение надплунжерного пространства топливом. С увеличением частоты вращения доля потерь цикловой подачи из-за недополнения возрастает.

Скоростная характеристика такого вида весьма неблагоприятна. Понижение подачи топлива за цикл при уменьшении частоты вращения коленчатого вала (во время работы двигателя с перегрузкой) влечет за собой уменьшение среднего эффективного давления, а следовательно, и крутящего момента двигателя.

Для исправления протекания скоростной характеристики в топливном насосе имеется корректор. При уменьшении частоты вращения кулачкового вала насоса вследствие перегрузки двигателя корректор дополнительно перемещает рейку насоса. Это увеличивает подачу топлива на цикл, повышает крутящий момент и мощность двигателя и улучшает его внешнюю характеристику.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Частоту вращения (n) кулачкового вала насоса изменяют от минимальной до максимальной, а затем обратно, через интервалы 100 мин^{-1} .

Испытание топливного насоса по снятию скоростной характеристики состоит из 6-8 опытов, повторяемых по два раза. Результаты измерений записывают в журнал наблюдений и после их обработки строят скоростную характеристику топливного насоса, графически выражающую зависимость $q_{ц} = f(n)$.

Таблица 3.2 Результаты измерений и расчётов характеристики топливного насоса высокого давления по подаче

N опыта	n, мин ⁻¹	N _{циклов}	Подача, V _i , см ³				V _{ср} , см ³	q, мм ³ /цикл
			I	II	III	IV		
1								
2								
...								

ФОРМА ОТЧЕТНОСТИ

Отчет должен содержать:

- краткую методику выполнения работы;
- результаты измерений и расчетов;
- графически представленные результаты испытаний;
- анализ полученной характеристики.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой оптимальный зазор должен быть в плунжерной паре?
2. Как смазывается плунжерная пара?
3. Почему на минимальных частотах вращения кулачкового вала насоса цикловая подача насосной секции уменьшается по сравнению с номинальной частотой вращения?
4. Почему на частотах кулачкового вала превышающих номинальное значение цикловая подача уменьшается?
5. Объясните, как происходит «отсечка» топлива.
6. Как отразится на поведении двигателя уменьшение цикловой подачи насосной секции при увеличении нагрузки?

3.3 Регуляторная характеристика топливного насоса высокого давления

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Установить зависимость цикловой подачи топлива от изменения частоты вращения кулачкового вала насоса, когда рейка не закреплена и соединена с регулятором.

ЗАДАЧИ: Проверка и испытание насоса, снятие и построение совместной характеристик регуляторной и скоростной, обработка и анализ результатов испытаний, составление отчетов.

ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ:

1. Проверенный и отрегулированный топливный насос Л4ТН-8,5Х10Т, комплект форсунок, испытанных на нормальное давление впрыска и на пропускную способность.
2. Стенд для регулировки и испытания топливной аппаратуры КИ-22205.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

По данным регуляторной характеристики устанавливают правильность взаимодействия регулятора с рейкой насоса, определяют соответствие подачи топлива на цикл в зоне действия регулятора техническим условиям, уточняют момент включения в действие корректора и из совместного рассмотрения регуляторной и скоростной характеристик находят зону действия корректора.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Характеристика топливного насоса с регулятором снимается в следующей последовательности. Рычаг управления регулятором закрепляют в положении максимального скоростного режима (рычаг упирается в болт максимальных оборотов). Включают стенд и устанавливают частоту вращения вала насоса соответствующую минимальным оборотам. Определяют производительность каждой насосной секции за 1 мин. Число циклов устанавливают равным частоте вращения вала насоса. Для получения закономерности изменения цикловой подачи замеры проводят на следующих частотах вращения: пусковой (100 мин^{-1}), номинальной (850 мин^{-1}), максимального крутящего момента (0,6..0,7 от номинальной), режима полного прекращения подачи топлива насосом. Результаты опытов заносят в журнал наблюдений.

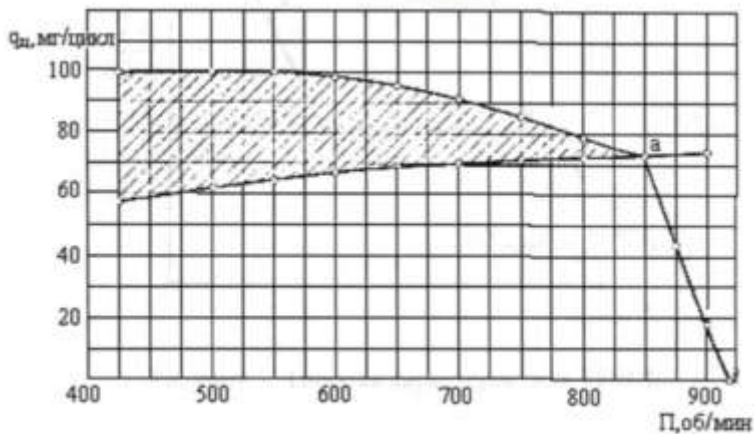


Рисунок 3.3 - Скоростная и регуляторная характеристики топливного насоса Л4ТН-8,5х10Т.

Таблица 3.2 Результаты измерений и расчётов регуляторной характеристики топливного насоса высокого давления

N опыта	n, мин ⁻¹	N _{циклов}	Подача, V _i , см ³				V _{ср} , см ³	q, мм ³ /цикл
			I	II	III	IV		
1								
2								
...								

По результатам подсчетов строят графическую зависимость $g_{ц}=f(n)$. Регуляторную характеристику выполняют на одном графике со скоростной и в одном масштабе. Скоростная и регуляторная характеристики топливного насоса показаны на рисунке 1. Заштрихованная зона – это результат увеличения цикловой подачи топлива при работе на корректоре и пусковом обогатителе.

ФОРМА ОТЧЕТНОСТИ

Отчет должен содержать:

- краткую методику выполнения работы;
- результаты измерений и расчетов;
- графически представленные результаты испытаний;

- анализ полученных характеристик.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначен регулятор?
2. Приведите конструктивные особенности регуляторов насосов УТН-5 и Л4ТН-8,5.
3. Укажите на характеристике «регуляторную» и «корректорную» ветви.
4. Как накладывается скоростная характеристики на регуляторную и для чего?
5. Что означает «заштрихованная площадь» между скоростной и регуляторной характеристик на корректорной ветви?
6. Для чего в корректоре у ТНВД Л4ТН-8,5 х 10Т поставили 2 пружины между наружным подшипником и муфтой?
7. Для чего установлен винт упора на ТНВД?

4. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И РАСЧЁТНЫЕ ФОРМУЛЫ

4.1 Основные термины и условные обозначения

1. **Барометрическое давление** – B , мм рт. ст.
2. **Давление масла в главной масляной магистрали** – p_m , МПа.
3. **Дымность отработавших газов** – D , %.
4. **Запас крутящего момента ψ** - отношение разности между максимальным значением крутящего момента по скоростной характеристике и значением крутящего момента, соответствующего максимальной мощности, к значению крутящего момента, соответствующего максимальной мощности, %.
5. **Индикаторная мощность** – N_i , кВт.
6. **Индикаторный КПД** – η_i .
7. **Коэффициент избытка воздуха α** – отношение количества воздуха в кг, приходящееся на 1 кг топлива, к количеству воздуха, теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг топлива.
8. **Коэффициент полезного действия индикаторный, эффективный** - η_i, η_e .
9. **Коэффициент полезного действия механический η_m** – отношение эффективной мощности двигателя к его индикаторной мощности или отношение среднего эффективного давления к индикаторному. Характеризует техническое состояние двигателя.
10. **Коэффициент приспособляемости по моменту K_m** – отношение максимального крутящего момента к номинальному крутящему моменту.
11. **Коэффициент приспособляемости по оборотам K_o** – отношение номинальной частоты вращения коленчатого вала к частоте вращения коленчатого вала при M_{max} .
12. **Коэффициент тактности двигателя $\tau_{об}$** – (для четырёхтактных двигателей $\tau_{об}=2$) – коэффициент, выражающий количество тактов, происходящих за один оборот коленчатого вала, или количество оборотов коленчатого вала за один цикл.
13. **Крутящий момент M_k** , Н·м.

14. **Максимальная частота вращения холостого хода n_x** - частота вращения коленчатого вала, развиваемая двигателем на холостом ходу при наличии ограничителя частоты вращения или регулятора, мин^{-1} .
15. **Максимальная эффективная мощность Ne_{max}** – максимальное значение эффективной мощности двигателя по скоростной характеристике, кВт.
16. **Максимальный крутящий момент M_{max}** – максимальное значение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике при полном открытии дросселя (для двигателей с искровым зажиганием) или полной подаче топлива (для дизелей) с обязательным указанием частоты вращения коленчатого вала, Н·м.
17. **Минимальный эффективный удельный расход топлива $g_{e\text{min}}$** – минимальное значение эффективного удельного расхода топлива по скоростной, нагрузочной или регулировочной характеристике, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.
18. **Низшая теплотворная способность топлива – $H_u = 10500$** – минимальное количество энергии, содержащееся в одном килограмме топлива, ккал/кг.
19. **Номинальная мощность – N_n** – эффективная мощность двигателя, снятая с коленчатого вала при полностью открытом дросселе (для двигателя с искровым зажиганием) или полной подаче топлива (для дизелей), гарантируемая заводом-изготовителем для определённых условий работы и указываемая в паспорте двигателя, кВт.
20. **Номинальная частота вращения – n_n** – частота вращения коленчатого вала, указанная заводом-изготовителем, соответствующая номинальной мощности двигателя (для дизеля – частота вращения коленчатого вала, соответствующая началу действия регулятора), мин^{-1} .
21. **Номинальное среднее эффективное давление – Pe_n** – значение среднего эффективного давления при номинальной частоте вращения (номинальной мощности), МПа.
22. **Номинальный крутящий момент – M_n** – значение крутящего момента двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала, соответствующее номинальной мощности, Н·м.

23. Рабочий объём цилиндра двигателя – V_h , л.
24. Расход воздуха – G_b , кг/ч.
25. Среднее индикаторное давление – P_i , МПа.
26. Среднее эффективное давление – P_e , МПа.
27. Степень неравномерности работы регулятора – δ – отношение разности между числом оборотов холостого хода двигателя и числом оборотов, соответствующим началу действия регулятора, к средней арифметической величине этих чисел.
28. Степень сжатия – ϵ .
29. Температура окружающего воздуха – t_b , °С.
30. Температура отработавших газов – t_r , °С.
31. Температура охлаждающей жидкости – $t_{ож}$, °С.
32. Угол опережения зажигания (впрыска топлива) – θ , °.
33. Удельный вес топлива – γ_r – физическая плотность топлива при определённой температуре, г/см³.
34. Условная индикаторная мощность – N_i – мощность двигателя, соответствующая индикаторной работе за цикл, кВт.
35. Условное давление механических потерь – P_r – давление, затрачиваемое на преодоление трения в двигателе, на приведение в действие устройств, обслуживающих двигатель, и на насосные потери, МПа.
36. Условный механический КПД – η_m .
37. Часовой расход топлива – G_r – расход топлива за 1 час на заданном режиме работы двигателя, кг/ч.
38. Частота вращения – n , мин⁻¹.
39. Эффективная мощность – N_e , кВт.
40. Эффективный КПД – η_i .
41. Эффективный удельный расход топлива – g_e – количество топлива, расходуемое на 1 кВт развиваемой мощности за 1 час работы двигателя на данном режиме, г/(кВтч).

4.2 Основные формулы для расчётов при оформлении лабораторных работ и обработке материалов.

1. Крутящий момент: $M_k = \Pi_T \cdot l = P_{вс} \cdot 7,023$, Нм,
 где Π_T – показание измерительного устройства тормоза, кгс;
 l – плечо весового устройства тормоза, м.

А так же:
$$M_K = 9550 \frac{N_e}{n}, \text{ Нм}$$

2. Эффективная мощность двигателя:
$$N_e = \frac{P_T \cdot n}{1,36 \cdot 10^3}, \text{ кВт.}$$

А так же:
$$N_e = M_K \cdot \omega = M_K \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{M_K \cdot n}{9,55}, \text{ кВт}$$

3. Среднее эффективное давление:
$$P_e = \frac{30 \cdot \tau_{ДВ} \cdot N_e}{V_h \cdot i \cdot n}, \text{ МПа.}$$

4. Среднее индикаторное давление:
$$P_i = \frac{450 \cdot \tau_{ДВ} \cdot N_i}{V_h \cdot i \cdot n}, \text{ МПа.}$$

5. Расход топлива часовой (массовый):
$$G_T = 3,6 \frac{\Delta G}{t},$$

кг/ч.

здесь: ΔG – вес расходуемой за опыт навески, г;

t – время расходования навески, с.

6. Расход воздуха часовой теоретический (массовый):

$$G_{\text{теор}} = \frac{120 \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot \rho_{\text{окр}}}{1000 \cdot \tau_{\text{ДВ}}} \eta_V, \text{ кг/ч}$$

где $\rho_{\text{окр}}$ – плотность окружающего воздуха, кг/м³;

$$\rho_{\text{окр}} = 1,293 \frac{B_{\text{окр}} \cdot 273}{(273 + t_{\text{окр}}) 760}, \text{ кг/м}^3$$

здесь: $B_{\text{окр}}$ – атмосферное давление, мм рт.ст.;

$t_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха, °С

7. Эффективный удельный расход топлива:

$$g_e = \frac{G_T \cdot 10^3}{N_e}, \text{ г/(кВтч).}$$

8. Индикаторный удельный расход топлива: $g_i = g_e \cdot \eta_M$

9. Запас крутящего момента:
$$\Psi = \frac{M_{K \max} - M_{KN \max}}{M_{KN \max}} 100\%, \%$$

где: $M_{K \max}$ – максимальное значение крутящего момента по скоростной характеристике, Нм

$M_{K_{N_{\max}}}$ – значение крутящего момента, соответствующее максимальной мощности по скоростной характеристике, Н·м.

10. *Коэффициент избытка воздуха:*
$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 \cdot G_T}$$

11. *Коэффициент наполнения:*
$$\eta_V = \frac{G_B}{G_{\text{теор}}}$$

12. *Коэффициент приспособляемости:*

– по моменту
$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_H}$$

– по частоте вращения
$$K_n = \frac{n_H}{n_{\text{кр}}},$$

где n_0 – критическая частота вращения коленчатого вала, соответствующая $M_{K_{\max}}$, мин^{-1} .

13. *КПД механический:*
$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_T} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_T}$$

14. *КПД индикаторный:*
$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M}$$

15. *КПД эффективный:*
$$\eta_e = \frac{632}{g_e \cdot H_u}$$

4.3 Соотношения единиц физических величин различных систем

– *Единицы работы (энергии)*

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 367000 \text{ кг} \cdot \text{м} = 860 \text{ ккал} = 3600 \text{ кДж}$$

$$1 \text{ л.с.} \cdot \text{ч} = 270000 \text{ кг} \cdot \text{м} = 632 \text{ ккал} = 2646 \text{ кДж}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,187 \text{ кДж}$$

$$1 \text{ кДж} = 0,239 \text{ ккал}$$

– *Единицы мощности*

$$1 \text{ кВт} = 1,36 \text{ л.с.} = 102 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}$$

$$1 \text{ л.с.} = 0,735 \text{ кВт} = 75 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}$$

– *Единицы крутящего момента*

$$1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

$$1 \text{ кгм} = 9,81 \text{ Нм}$$

– ***Единицы давления***

$$1 \text{ МПа} = 10 \text{ Па} = 10,2 \text{ кг/см}^2 = 0,102 \cdot 10^6 \text{ мм вод.ст.} = 7,5 \cdot 10^3 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ кг/см}^2 = 98066,5 \text{ Па} = 0,098 \text{ МПа} = 10^4 \text{ мм вод.ст.} = 735,56 \text{ мм рт.ст.}$$

Антон Алексеевич Хохлов
Денис Евгеньевич Молочников
Алексей Леонидович Хохлов
Ильмас Рифкатович Салахутдинов

Силовые агрегаты:
Лабораторный практикум

для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 90 с.