

35

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Инж. В. И. Курсаков

244389
Теория карбюрации

под редакцией
проф. В. И. Сороко-Новицкого

Коллективный труд с участием и под редакцией
проф. В. И. СОРОКО-НОВИЦКОГО

Д Е П

Д В И Г А Т Е Л И В Н У Т Р Е Н Н Е Г О С Г О Р А Н И Я

Том II, часть I

В. И. КИРСАНОВ

ТЕОРИЯ КАРБЮРАЦИИ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



О Н Т И — Н К Т П — С С С Р

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА 1935 ЛЕНИНГРАД

1282100

24389

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие от редактора	5
от автора	7
Введение	8

Глава I

Принцип действия пульверизационного карбюратора

§	1. Влияние состава смеси на работу двигателя	11
§	2. Коэффициент избытка воздуха λ	13
§	3. Влияние состава смеси на тепловое состояние двигателя	17
§	4. Понятие о характеристиках идеального карбюратора	17
	Внешняя характеристика идеального карбюратора	18
	Дроссельная характеристика идеального карбюратора	20
§	5. Назначение важнейших органов современных карбюраторов	26

Глава II

Движение воздуха через карбюратор

§	6. Вычисление расхода воздуха в карбюраторе по объему, описанному поршнями цилиндров двигателя	34
§	7. Вычисление расхода воздуха по количеству топлива, поданного карбюратором в двигатель	36
§	8. Вычисление скорости воздуха в любом сечении канала главного воздушного потока карбюратора	37
§	9. Действительная скорость потока в данном сечении канала карбюратора	39
§	10. Распределение давлений по длине воздушного потока карбюратора	41
§	11. Построение эпюры распределения разрежений по длине главного воздушного канала карбюратора	45
§	12. Изменение разрежений при изменении расхода воздуха в карбюраторе при неизменном положении дросселя	50
§	13. Изменение разрежения за карбюратором и расхода воздуха при дроселировании двигателя	52
§	14. Влияние разрежения за карбюратором на мощность двигателя	59
§	15. Диффузор карбюратора	63
	Формулы скорости воздуха в горловине диффузора	63
	Формула скорости воздуха с учетом его расширения	64
	Формула скорости воздуха без учета его расширения	66
	Формулы расхода воздуха в горловине диффузора	68
	Формула расхода воздуха с учетом его расширения	69
	Формула расхода воздуха без учета его расширения	70
§	16. Форма диффузора	75
	Коэффициент истечения диффузора	77
	Распределение разрежений по поперечным сечениям диффузора	80
	Диффузоры с многократным распыливанием	81
§	17. Дроссельная заслонка	85

Глава III

Истечение топлива из жиклеров

§ 18.	Коэффициент истечения из жиклеров	99
	Затопленные жиклеры	104

Глава IV

Распыливание и испарение топлива в карбюраторе

§ 19.	Адиабатическое испарение топлива в карбюраторе	108
	Повышение температуры при адиабатическом испарении	109
	Парциальное давление паров топлива в рабочей смеси	111
	Приближенное определение количества испарившегося топлива в зависимости от температуры смеси после испарения	112
§ 20.	Влияние распыливания на количество испаряющегося топлива	114
	Оседание капелек топлива на стенки канала (поток рабочей смеси)	115
	Испарение от подогрева стенкой	117
§ 21.	Влияние испарения топлива на работу двигателя	117
§ 22.	Влияние испарения топлива на характеристики идеального карбюратора	121
§ 23.	Методы распыливания и подогрева, применяемые в карбюраторах	122
	Приспособления для улучшения распыливания и смесеобразования	123
	Приспособления для подогрева	124

Глава V

Дозирующие органы карбюраторов

§ 24.	Дозировка смеси простейшим карбюратором	128
	Влияние площади сечения жиклера	130
	Влияние площади сечения диффузора	131
	Влияние сорта топлива	132
§ 25.	Изменение расхода топлива по расходу воздуха в простейшем карбюраторе	133
	Внешняя характеристика простейшего карбюратора	136
	Дроссельная характеристика простейшего карбюратора	139
	Регулировка простейшего карбюратора	139
§ 26.	Работа главных дозирующих устройств современных карбюраторов	142
	Работа главного дозирующего устройства с клапаном впуска добавочного воздуха	142
	Работа главного дозирующего устройства с двумя жиклерами типа Зеппит	145
	Работа главного дозирующего устройства с пневматическим торможением топлива	148
§ 27.	Автоматические дозирующие устройства холостого хода	152
§ 28.	Автоматические экономайзеры	159
§ 29.	Ручные корректоры состава смеси	161
§ 30.	Устройства для пуска и остановки двигателя	174
§ 31.	Ускоряющие устройства	185
§ 32.	Устройство для подачи воды в двигатель	200

Глава VI

Дополнения

§ 33.	Расположение карбюраторов на двигателе	201
§ 34.	Влияние пульсаций на работу карбюратора	207
§ 35.	Влияние уровня топлива в поплавковой камере на работу карбюратора	218
§ 36.	Факторы, обуславливающие высоту уровня топлива в поплавковой камере и у жиклеров при работе карбюратора на двигателе	221
§ 37.	Общие соображения по подбору карбюратора к двигателю	234
	Выбор расположения карбюратора на двигателе	234
	Выбор типа карбюратора	237
	Выбор размеров карбюратора	239
	Выбор размеров жиклеров	241

ПРЕДИСЛОВИЕ ОТ РЕДАКТОРА

Предлагаемый вниманию читателей учебник представляет первую часть второго тома коллективного труда, охватывающего теорию, конструкцию, расчет и проектирование двигателей внутреннего сгорания автотракторного типа.

Книга предназначена для студентов-конструкторов автотракторной специальности. В предлагаемом труде сделана попытка систематизировать материал по двигателям и преподнести его в таком виде, чтобы учебник мог обслуживать не только теоретические занятия студента, но и служить пособием при проектировании и лабораторных занятиях и, кроме того, обслужить молодой инженерно-технический персонал нашей автотракторной промышленности при первых шагах его в роли конструктора на заводах и в научно-исследовательских институтах.

Первое и основное условие, которому, по нашему мнению, должен удовлетворять учебник, заключается в том, что учебник должен содержать современные теоретические основы предмета, изложенные в связи со смежными и предшествующими данному курсу дисциплинами.

Во-вторых, учебник должен содержать весь основной материал, предусмотренный программой, в такой форме, чтобы не вызывать необходимости систематического пользования наряду с ним другими книгами.

В-третьих, учебник должен дать основы предмета, которые в дальнейшем послужат фундаментом для более глубокого изучения данной дисциплины, но с другой стороны учебник не должен быть энциклопедией: материал в нем должен быть строго отобран и изложен так, чтобы наиболее существенное было в нем оттенено и не затерялось излишними подробностями.

В-четвертых, должно быть обращено особое внимание на точность определений и формулировки и на стандартизацию принятых обозначений разделами курса.

В-пятых, выводы формул должны быть даны со всеми подробностями, теоретические положения детально разработаны и достаточно полно иллюстрированы фигурами, графиками и числовыми примерами.

В-шестых, учебник должен содержать несколько более обширный материал, чем это предусмотрено программой-минимум, чтобы успевающий студент нашел в нем добавочный материал, расширяющий его кругозор.

В согласии с вышесказанным, предлагаемый учебник содержит материал несколько более обширный, чем этого требуют аудиторские занятия в учебном заведении.

II том предлагаемого труда посвящен образованию рабочей смеси в двигателях внутреннего сгорания и разбит на четыре части: 1-я теория карбюратора; 2-я конструкция и расчет карбюраторов; 3-я газогенераторы; 4-я приготовление рабочей смеси в двигателях с воспламенением от сжатия.

Настоящий выпуск представляет собою первую часть, написанную В. И. Кирсановым и посвящен теории карбюратора.

Хотя книга предназначается для лиц, знакомых с основами конструкции легкого двигателя (студенты перед курсом карбюрации слушают описательный курс автомобиля и трактора), первая глава начинается с описания принципов работы пульверизационного карбюратора.

Главы вторая и третья вводят учащегося в курс процессов, протекающих при движении воздуха и топлива через карбюратор и его детали.

В четвертой главе даются сведения о распыливании и испарении топлива и влиянии качества распыливания на работу двигателя.

Пятая глава посвящена дозирующим органам карбюратора.

Шестая — излагает влияние различных факторов на работу карбюратора и дает некоторые, необходимые к учету при проектировании, сведения о влиянии условий работы карбюратора на двигатель.

Совместно со второй частью II тома предлагаемая книга должна обеспечить курс „карбюрации“ конструкторского факультета автотракторных высших учебных заведений.

Москва, апрель 1935 г.

Проф. В. И. Сороко-Новицкий

ОТ АВТОРА

Область применения современных карбюраторных двигателей гораздо шире той области, для которой непосредственно они строятся.

Так, авиационные двигатели находят применение не только в авиации, но устанавливаются на аэросани, глиссеры, танки, гоночные моторные лодки и на гоночные автомобили. В последнее время за границей ведутся усиленные работы по применению автодвигателей, как более дешевых, в гражданской авиации. Вместе с двигателем и карбюратору, предназначенному для работы в авиации, приходится работать в условиях земного транспорта, а автомобильному — в летных условиях на самолете.

Таким образом инженер, специализирующийся по автотракторным двигателям, не должен ограничивать свои знания в области карбюрации узким кругом своей специальности, а должен иметь расширенный кругозор и изучать условия работы карбюраторов не только автотракторного типа, но и авиационного.

Подобное изучение вопроса оказывается тем более полезным, что в настоящее время на рынке существует большое количество разнообразных моделей карбюраторов и выпускаются все новые и новые типы. Для правильной оценки всех этих разнообразных моделей необходимо изучение единых общих принципов, лежащих в основе устройства всех современных, как автотракторных, так и авиационных карбюраторов.

Объяснение этих основных принципов, лежащих в основе устройства современных карбюраторов, составляет задачу настоящего учебника. Учебник предназначается для автотракторных вузов и составлен по программе этих учебных заведений.

Материал учебника изложен применительно к автотракторным карбюраторам, попутно же объяснены и принципы работы авиационных карбюраторов. Так, например, несколько раз в § 29, объясняющий работу ручных корректоров состава смеси, в § 30 добавлено объяснение работы устройств для остановки авиодвигателей; в § 31 и 33 добавлены некоторые схемы ускорительных насосиков, схемы расположения карбюраторов на многоцилиндровых двигателях и т. д. Эти добавления в первой части учебника развивают идеи устройства и применения автотракторных карбюраторов.

Инж. В. И. Карсанов.

Москва, апрель 1935 г.

ВВЕДЕНИЕ

Для процесса сгорания топлива нужен кислород воздуха; поэтому для осуществления хорошего сгорания необходимо как можно лучше перемешать топливо с достаточным количеством воздуха. При недостатке воздуха или при плохом перемешивании топливо не сгорает полностью и плохо используется в двигателе.

Смесь топлива с нужным количеством воздуха, приготовленная для сгорания в двигателе внутреннего сгорания, называется рабочей смесью.

В современных двигателях внутреннего сгорания применяются лишь жидкие и газообразные топлива. В настоящее время еще не разработано способов для непосредственного сжигания в двигателях внутреннего сгорания твердого топлива, и последние прежде чем попасть в двигатель превращаются при помощи специальных устройств, так называемых газогенераторов, в горючий газ.

Таким образом рабочая смесь современных двигателей внутреннего сгорания образуется или из смеси жидкого топлива с воздухом или из газообразного.

Газообразное топливо смешивается с воздухом перед поступлением в рабочий цилиндр двигателя, так что двигатель засасывает уже готовую рабочую смесь.

Рабочая смесь из жидкого топлива образуется обычно двумя способами.

По первому способу в рабочий цилиндр двигателя засасывается чистый воздух, куда в свою очередь специальным насосом впрыскивается жидкое топливо так, что рабочая смесь образуется уже внутри рабочего цилиндра.

По второму способу жидкое топливо смешивается с воздухом перед поступлением в рабочий цилиндр так, что в этот последний поступает уже готовая рабочая смесь. При этом для лучшего сгорания топливо должно быть очень хорошо перемешано с воздухом, а для того чтобы вся порция топлива вошла в соприкосновение с воздухом, топливо должно быть испарено, так как топливо, заключенное внутри капелек жидкого топлива, как бы они ни были малы, не может войти полностью в соприкосновение с воздухом.

Процесс подготовки рабочей смеси жидкого топлива с воздухом вне рабочего цилиндра двигателя называется карбюрацией.

Прибор, при помощи которого осуществляется процесс карбюрация, называется карбюратором.

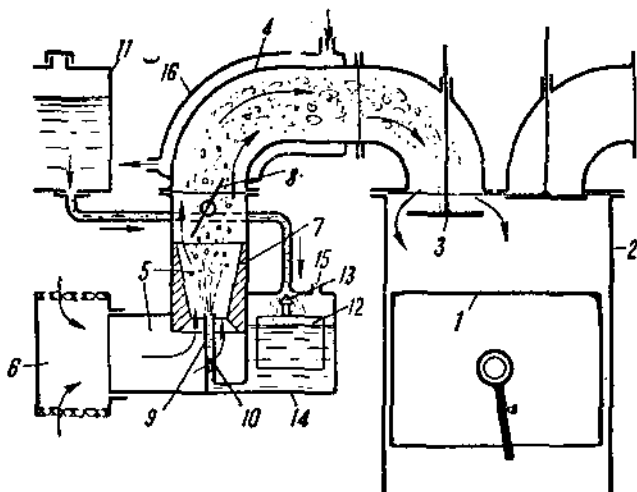
Предметом настоящего курса является изучение процесса карбюрация и ознакомление с основами устройства современных карбюраторов двигателей внутреннего сгорания.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПУЛЬВЕРИЗАЦИОННОГО КАРБЮРАТОРА!

Современные карбюраторы работают по принципу пульверизации и носят название пульверизационных карбюраторов.

Принцип действия простейшего пульверизационного карбюратора заключается в следующем (см. схему фиг. 1).



Фиг. 1. Схема впрыскивающего карбюратора.

1 — поршень; 2 — рабочий цилиндр; 3 — всасывающий клапан; 4 — всасывающая труба; 5 — главный воздушный канал карбюратора; 6 — воздушный фильтр или воздухоочиститель; 7 — диффузор карбюратора; 8 — дроссельная заслонка; 9 — топливная форсунка; 10 — жиклер; 11 — топливный бак; 12 — поплавок; 13 — игольчатый клапан; 14 — поплавковая камера; 15 — отверстие, сообщающее поплавковую камеру с атмосферой; 16 — рубашка для подогрева всасывающей трубы горячей водой, маслом или выхлопными газами.

При движении сверху вниз поршня двигателя 1 объем между днищем поршня и днищем цилиндра 2 увеличивается. При этом через открытый всасывающий клапан 3 начинает засасываться наружный воздух. Воздух проходит в цилиндр через всасывающую трубу двигателя 4, главный воздушный канал карбюратора 5 и через воздушный фильтр или воздухоочиститель 6. (Воздухоочистители применяются в тех случаях, когда в засасываемом воздухе

много пыли, которая, попадая в двигатель, служит причиной быстрого износа трущихся частей.) В главном воздушном канале пульверизационного карбюратора обычно помещается диффузор карбюратора 7 и дроссельная заслонка 8.

Дроссельная заслонка служит для регулирования количества засасываемого поршнем воздуха или мощности двигателя.

В самом узком месте диффузора, так называемой горловине диффузора помещается топливная форсунка 9, через которую в воздушный поток карбюратора подается топливо.

При движении по каналу 5 воздушный поток сжимается в горловине диффузора 7 и приобретает в этом месте большую скорость.

На создание скорости воздуха тратится наружное давление так, что в горловине диффузора давление воздуха получается меньше наружного. В расширяющейся части диффузора скорость воздуха уменьшается за счет расширения канала, и давление несколько поднимается против давления в горловине, но остается меньше наружного.

Под действием разницы давлений: наружного и в горловине диффузора или, как говорят, под действием разрежения из форсунки 9 подсасывается топливо. При данном разрежении количество подаваемого топлива зависит от размеров отверстия 10, расположенного на пути топлива, которое таким образом дозирует количество вытекающего топлива и называется топливным жиклером.

При выходе из форсунки топливо сейчас же распыливается струей воздуха, частично испаряется и перемешивается с воздухом, образуя рабочую смесь.

Участок главного воздушного канала 5 карбюратора между горловиной диффузора и дросселем, где происходит смесеобразование, часто называется смесительной камерой карбюратора.

Подача топлива из бака 11 к жиклеру 10 регулируется поплавковым устройством: если расход топлива в карбюраторе велик, то поплавок 12 опускается и при помощи игольчатого клапана 13 выпускает топливо из бака в карбюратор; если расход топлива мал, то уровень топлива в поплавковой камере 14 поднимается, поплавок всплывает и при помощи игольчатого клапана 13 прекращает впуск топлива в карбюратор.

Поплавковая камера имеет сообщение с наружным воздухом через отверстие 15, так как при отсутствии такового сообщения будет затруднено нормальное истечение топлива через жиклер.

Приготавливаемая карбюратором рабочая смесь — неоднородна: она состоит из смеси паров топлива с воздухом и из жидких частиц неиспаренного топлива.

Жидкие частицы топлива, попадая во всасывающую трубу, оседают на ее стенках и образуют жидкую пленку топлива, которая медленно движется по стенке ко всасывающему клапану цилиндра.

Для улучшения испарения топлива стремятся, с одной стороны, увеличить тонкость распыливания, с другой, — применяют подогрев.

В современных двигателях применяют подогрев разного типа, как-то: подогрев воздуха, поступающего в карбюратор, подогрев стенок воздушного канала карбюратора, подогрев стенок всасываю-

щего трубопровода при помощи рубашки 16 (фиг. 1), внутри которой циркулирует горячая вода или масло или же через которую проходят выхлопные газы, и, наконец, в очень редких случаях подогревают топливо, поступающее в карбюратор.

Таким образом простейший пульверизационный карбюратор состоит из следующих основных элементов:

- 1) главного воздушного канала с диффузором и дроссельной заслонкой;
- 2) поплавкового устройства;
- 3) дозирующей системы — топливного жиклера с форсункой;
- 4) приспособлений для улучшения распыливания и испарения топлива.

Процесс карбюрации простейшего пульверизационного карбюратора состоит из:

- 1) процесса засасывания воздуха двигателем;
- 2) подачи (дозировки) топлива в количестве, нужном для образования рабочей смеси засасываемого двигателем воздуха;
- 3) распыливания топлива и перемешивания его с воздухом;
- 4) испарения топлива.

§ 1. Влияние состава смеси на работу двигателя

Для правильной работы карбюратора нужно, чтобы пропорция топлива и воздуха в рабочей смеси, подаваемой карбюратором, полностью соответствовала тому составу, который нужен двигателю на данном режиме его работы. В условиях эксплуатации двигателю приходится работать при разных режимах. Для каждого режима требуется определенный состав смеси в соответствии с чем и карбюратор должен изменять пропорцию топлива и воздуха в рабочей смеси.

В отделе „Теория двигателей внутреннего сгорания“ индикаторная мощность двигателя выражалась уравнением:

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{225 \tau}, \quad (1)$$

где V_h — суммарный объем, описанный поршнем двигателя, в л;

n — оборот коленчатого вала двигателя в минуту;

τ — число тактов процесса двигателя;

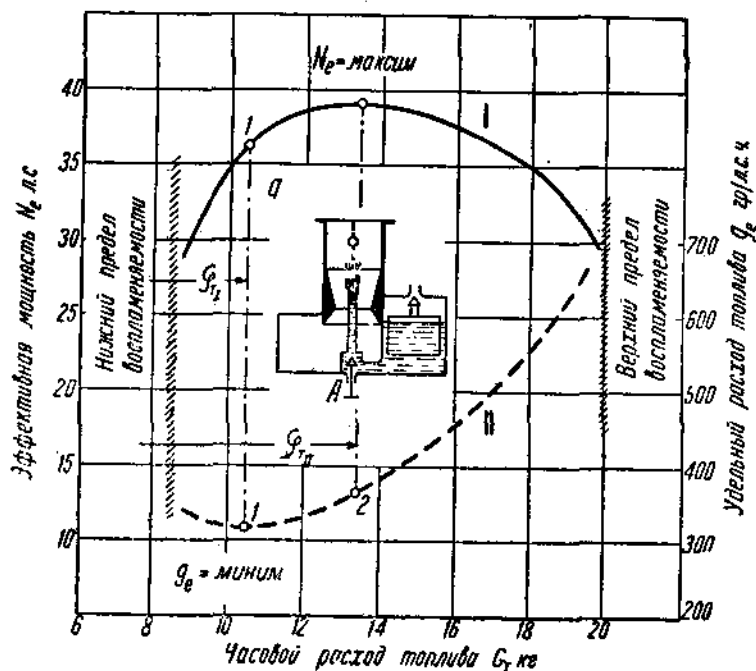
p_i — среднее индикаторное давление, равное

$$p_i = 427 \cdot h_u \cdot \frac{G_T}{G_a} \cdot \gamma \cdot \eta_o \cdot \eta_i \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2. \quad (2)$$

Уравнение (2) указывает, что мощность двигателя зависит не только от коэффициента подачи η_o , но и от состава смеси $\frac{G_T}{G_a}$, так как от этого зависит величина среднего индикаторного давления p_i . На основании уравнения (2) можно было бы заключить, что p_i будет тем больше, чем больше топлива в воздухе, т. е. отношение $\frac{G_T}{G_a}$. Однако опыт показывает, что это справедливо лишь до известной степени. Дело в том, что с изменением состава смеси

изменяются условия сгорания, и следовательно, и индикаторный коэффициент полезного действия η_i . Например, совершенно очевидно, что при очень большом количестве топлива в воздухе кислорода для сгорания топлива окажется недостаточно и часть топлива не может быть использована вовсе.

Если к простейшему карбюратору фиг. 2 приделать иглу, закрывающую доступ топлива к жиклеру, то при помощи этой иглы можно регулировать количество вытекающего топлива.



Фиг. 2. Регулировочная характеристика автодвигателя на бензине II сорта.

На фиг. 2 дана схема простейшего карбюратора с иглой А для регулировки расхода топлива и диаграмма, полученная следующим образом. Дроссель карбюратора во время опытов все время был открыт полностью, а обороты двигателя во время опытов поддерживались постоянными. Следовательно, расход воздуха все время оставался неизменным. Степень открытия регулировочной иглы изменялась.

При каждом положении иглы измерялись расход топлива и соответствующая мощность двигателя. Результаты замеров нанесены на диаграмму фиг. 2.

Здесь по абсциссам отложены часовые расходы топлива, соответствующие разным положениям иглы А, а по ординатам — соответствующие мощности (см. сплошную кривую I). Как видно, с увеличением часового расхода топлива мощность сначала возрастает, а затем начинает падать.

Смесь, содержащая много топлива в воздухе, называется богатой смесью, а при малом содержании — бедной смесью. Состав обогащенной смеси, при котором дальнейшее ее обогащение вызывает остановку двигателя, называется верхним пределом воспламеняемости. Состав обедненной смеси, при котором дальнейшее ее обеднение вызывает остановку двигателя, называется нижним пределом воспламеняемости.

Таким образом изменение состава смеси влечет изменение мощности двигателя и наибольшая мощность имеет место при определенном составе смеси.

Одновременно с изменением мощности изменяется и экономичность двигателя. Экономичность характеризуется расходом топлива на каждую лошадиную силу, развиваемую двигателем в течение одного часа. Расход топлива в час на каждую лошадиную силу, развиваемую двигателем, называется удельным расходом топлива g_e .

Удельный расход топлива получается как частное от деления часового расхода топлива на соответствующую эффективную мощность двигателя и выражается в г/л. с. ч.

При тех опытах, результаты которых нанесены на диаграмму фиг. 2 при изменениях расхода топлива иглою А, измерялись: эффективная мощность и часовой расход топлива. По этим данным для каждого положения регулировочной иглы А или для каждого часового расхода топлива легко подсчитать удельные расходы топлива. Результаты этих вычислений нанесены на ту же диаграмму фиг. 2. Пунктирная кривая II дает изменение удельных расходов топлива на 1 л. с. в зависимости от часового его расхода.

Как видно из диаграммы, с увеличением часового расхода удельный расход топлива сначала убывает, а затем снова возрастает. Наименьший удельный расход топлива $g_e = \min$ или наибольший коэффициент полезного действия (эффективный коэффициент полезного действия $\eta_e = \frac{632}{g_e H_u}$) имеет место при часовом расходе топлива G_H меньшем, чем часовой расход G_{H_2} , соответствующий наибольшей мощности $N_e = \max$.

Необходимо запомнить, что максимум мощности получается при более богатых смесях, чем максимум экономичности. Таким образом, если иглою А отрегулировать карбюратор на смесь более экономичную, то двигатель не будет развивать полной мощности (на фиг. 2 точка 1 при расходе G_H ниже, чем точка $N_e = \max$); если же отрегулировать карбюратор на смесь наибольшей мощности, то получится некоторый перерасход топлива (на фиг. 2 точка 2 лежит выше точки $g_e = \min$).

Диаграммы типа фиг. 2, где дается зависимость мощности и удельных расходов топлива (или экономичности) от состава смеси, называются регулировочными характеристиками двигателя.

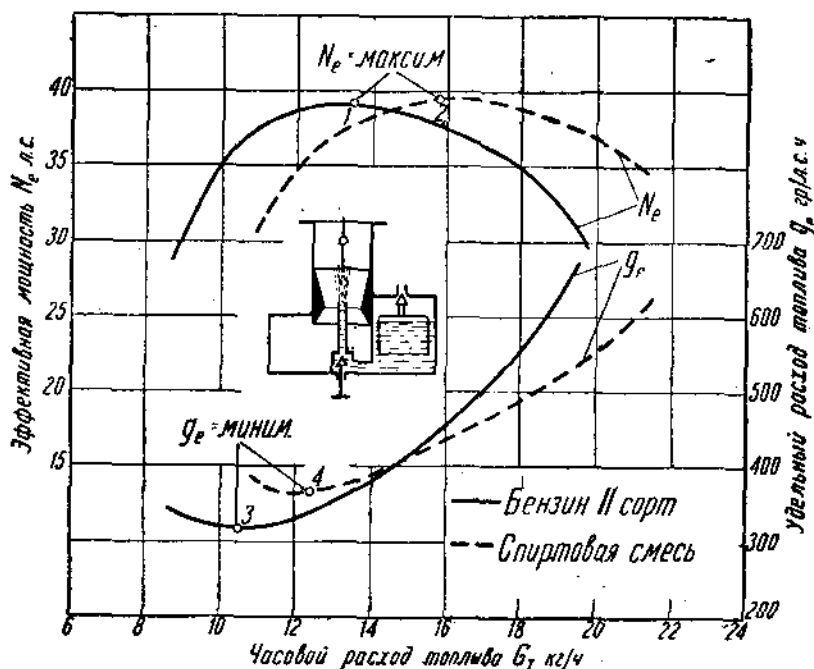
§ 2. Коэффициент избытка воздуха α

Регулировочные диаграммы типа фиг. 2, построенные по часовому расходу топлива при работе двигателя на топливах разных сортов, обычно не совпадают.

На фиг. 3 приведены две регулировочные диаграммы при работе двигателя на бензине II сорта и на спиртовой смеси. Как видно, мощность двигателя и удельный расход топлива на спиртовой смеси получились больше, чем на бензине, а максимум мощности и минимум удельного расхода для спиртовой смеси имеет место при часовых расходах больших, чем для бензина.

Это объясняется разницей химических свойств обоих топлив.

При опытах, результаты которых приведены на диаграмме фиг. 3, двигатель работал не на чистом спирте, а на спиртовой смеси спирта, бензина и бензола.



Фиг. 3. Регулировочные характеристики двигателя по часовому расходу топлива на бензине II сорта и на спиртовой смеси.

Для сравнения результатов различных испытаний часто построение диаграммы ведут не по часовому расходу топлива, а по составу смеси. Состав смеси оценивают через так называемый коэффициент избытка воздуха α .

Коэффициентом избытка воздуха называется отношение весового количества воздуха, прошедшего через карбюратор, к количеству воздуха, теоретически необходимому для полного сжигания топлива, поданного карбюратором за то же время,

$$\alpha = \frac{G_a}{L} = \frac{G_a}{l_0 G_f}, \quad (3)$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

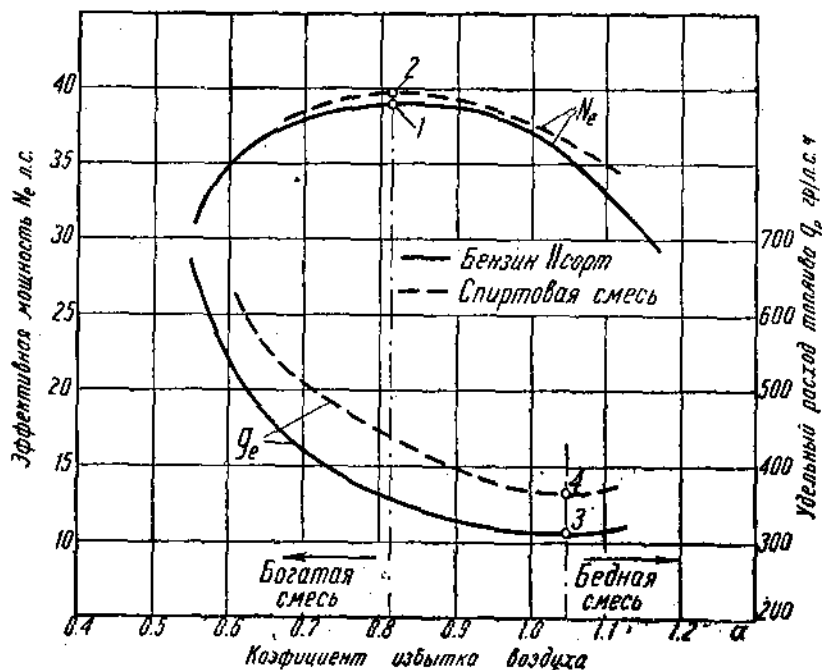
G_a — часовой расход воздуха, прошедшего через карбюратор в кг/час;

l_0 — количество воздуха, необходимое для полного сжигания 1 кг топлива;

G_T — количество топлива, прошедшее через карбюратор, в кг/час;

$L = l_0 G_T$ — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания количества топлива G_T кг/час, поданного карбюратором.

Если при регулировке расхода топлива кроме мощности и часового расхода топлива измерять часовой расход воздуха, то диаграммы фиг. 2 и 3 могут быть перестроены не по часовому расходу топлива, а по коэффициенту избытка воздуха α .



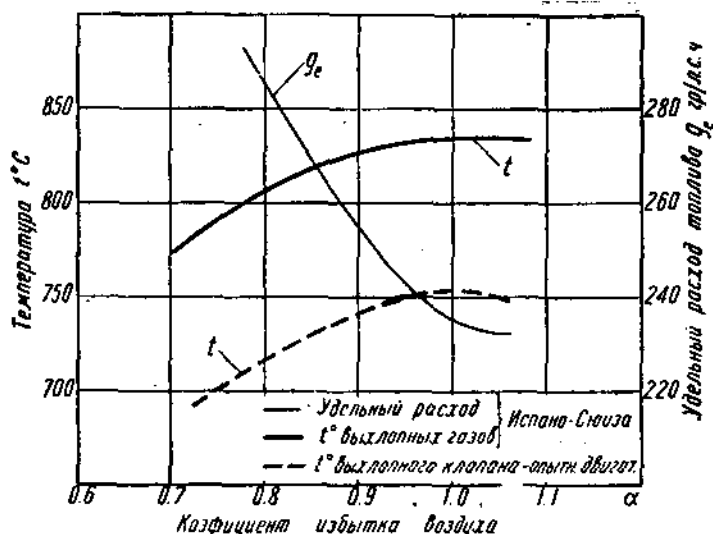
Фиг. 4. Регулировочная характеристика двигателя по коэффициенту избытка воздуха на бензине II сорта и на спиртовой смеси.

На фиг. 4 даны также диаграммы для тех же топлив, что и на фиг. 3. В отличие от диаграмм фиг. 3 здесь по абсциссам отложены коэффициенты избытка воздуха. При таком перестроении обнаруживается следующее важное свойство разных топлив. Хотя максимальная мощность на спиртовой смеси несколько больше, чем на бензине (точка 2 выше, чем точка 1), но обе точки лежат при одном и том же коэффициенте избытка воздуха α . Точно так же, хотя минимальный удельный расход топлива на спиртовой смеси и выше, чем на бензине (точка 4 выше, чем точка 3), но обе точки лежат при одном и том же коэффициенте избытка воздуха.

Опыты производились при нормальных условиях карбюрации на полном дросселе двигателя, поэтому диаграмма фиг. 4 подтверждает следующее важное правило:

При нормальных условиях карбюрации при работе на разных топливах на полном дросселе максимальная мощность имеет место при коэффициенте избытка воздуха в пределах $\alpha = 0,8-0,9$, а максимальная экономичность (т. е. минимальные удельные расходы топлива) имеет место при коэффициенте избытка воздуха в пределах $\alpha = 1,05-1,15$.

Приведенное правило справедливо для разных топлив при нормальных условиях карбюрации. При ухудшении испарения топлива или при засорении заряда свежей смеси остаточными газами, точки наибольшей мощности и наибольшей экономичности передвигаются в сторону более богатых смесей.



Фиг. 5. Изменение температуры выхлопных газов и удельного расхода топлива авиадвигателя „Испано-Сюиза“ с водяным охлаждением и температуры выхлопного клапана опытного двигателя (Джибсона) с воздушным охлаждением при изменении состава смеси.

Пределы воспламеняемости рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя лежат в очень широких пределах. При нормальных рабочих режимах, при нормальном тепловом состоянии двигателя пределы воспламеняемости рабочей смеси могут быть оценены следующими коэффициентами избытка воздуха:

Таблица 1
Пределы воспламеняемости

	высший	низший
Бензин	0,3	1,23—1,3
Бензол	0,4	1,22
Спирт	0,44	1,7

С изменением условий испарения, например при запуске холодного двигателя, пределы воспламеняемости передвигаются в сторону более богатых смесей (в сторону меньших α).

§ 3. Влияние состава смеси на тепловое состояние двигателя

С изменением состава смеси изменяются условия ее сгорания и тепловое состояние двигателя. На фиг. 5 представлено изменение температуры выхлопных газов и удельных эффективных расходов топлива авиадвигателя „Испано-Сюиза“ с водяным охлаждением при изменении состава смеси (коэффициента избытка воздуха).

Вместе с температурой выхлопных газов при изменении состава смеси увеличивается и температура всех деталей цилиндра двигателя.

Наиболее нагретой деталью цилиндра обычно является выхлопной клапан. При высоких общих температурах двигателя эта деталь часто приходит в негодность из-за перегрева, и на ней в первую очередь сказывается влияние повышения температуры из-за обеднения смеси.

На фиг. 5 приведена кривая изменения температуры выхлопного клапана опытного двигателя (Джибсона) с воздушным охлаждением. Несмотря на то обстоятельство, что эта кривая получена совершенно на другом двигателе, чем кривая температуры выхлопных газов, характер обеих кривых одинаков, и наибольшая температура клапана получается при более бедных смесях.

Таким образом с изменением регулировки карбюратора на бедную смесь температуры двигателя повышаются и при экономичных смесях имеют место наиболее высокие температуры.

§ 4. Понятие о характеристиках идеального карбюратора

Идеальным карбюратором называется такой карбюратор, который при всех режимах работы двигателя давал бы смесь наиболее выгодного состава.

Так как работа всякого карбюратора в первую очередь характеризуется составом смеси, приготовляемой этим карбюратором, то диаграмма, дающая зависимость изменения расхода топлива (или состава смеси) от расхода воздуха, прососанного через карбюратор, называется характеристикой карбюратора.

Наиболее важными являются следующие два основных режима: 1) работа двигателя на полном дросселе при переменных оборотах — внешняя характеристика двигателя; 2) работа двигателя при переменных нагрузках — дроссельная характеристика двигателя.

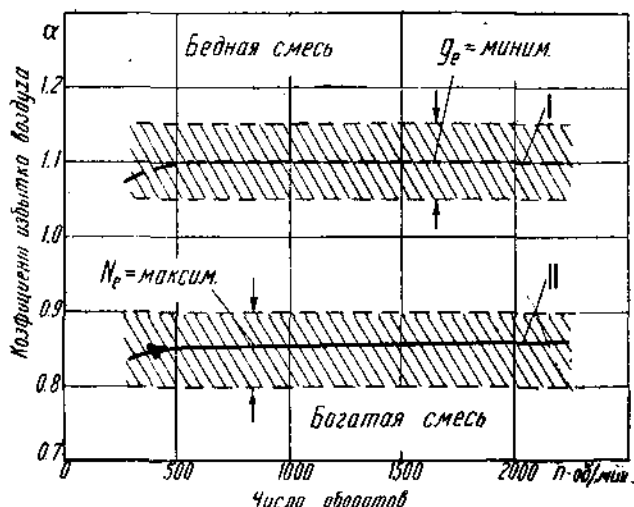
Внешней характеристике двигателя соответствует внешняя характеристика карбюратора. Диаграмма изменения расхода топлива (или состава смеси) в карбюраторе при работе его на полном дросселе при разных расходах воздуха (чем больше обороты двигателя, тем больше расход воздуха в карбюраторе) называется внешней характеристикой карбюратора.

Дроссельной характеристикой карбюратора называется диаграмма изменения расхода топлива (или состава смеси) по расходу

воздуха в карбюраторе при работе его с переменными положениями дросселя. Различают: дроссельную характеристику карбюратора при переменных оборотах двигателя и дроссельную характеристику карбюратора при постоянных оборотах двигателя.

Внешняя характеристика идеального карбюратора

Если построить регулировочные диаграммы типа фиг. 4 для разных оборотов двигателя при работе его на полном дросселе, то окажется, что при всех оборотах наибольшая мощность получается при коэффициентах избытка воздуха, лежащих в пределах $\alpha = 0,8-0,9$, а наибольшая экономичность (наименьшие удельные расходы топлива) в пределах $\alpha = 1,05-1,15$, причем на очень малых



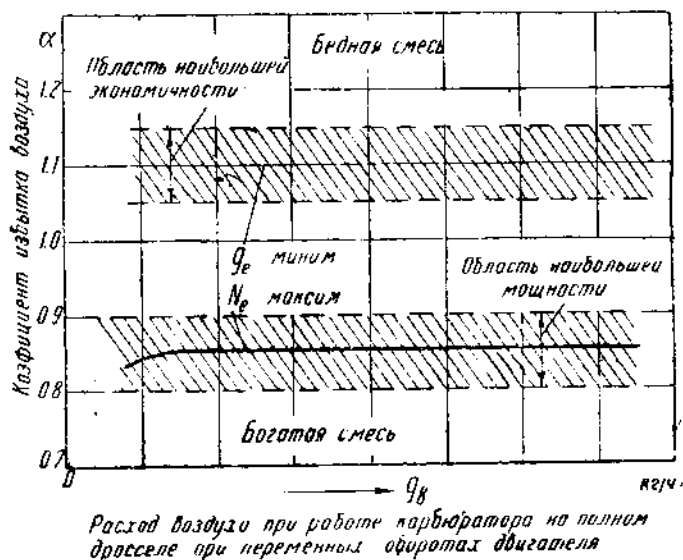
Фиг. 6. Изменение коэффициентов избытка воздуха — α , соответствующих наибольшей мощности и наибольшей экономичности при работе двигателя на полном дросселе при разных оборотах.

оборотах эти точки лежат ниже чем на средних и больших оборотах, что объясняется ухудшением распыливания и испарения топлива на малых оборотах двигателя. На фиг. 6 дано изменение коэффициента избытка воздуха — по оборотам двигателя при работе на полном дросселе, соответствующее: кривая II — максимальной мощности $N_e = \max$ и кривая I — максимальной экономичности или наименьшим удельным эффективным расходам топлива $g_e = \min$. Верхняя заштрихованная область диаграммы соответствует коэффициентам избытка воздуха, при которых получается наибольшая экономичность $g_e = \min$, а нижняя — коэффициентам избытка воздуха, при которых получается наибольшая мощность $N_e = \max$. В пределах этих заштрихованных площадей ложатся опытные точки для разных двигателей при работе их на полном дросселе. Кривые I и II вычерчены как средние для целого ряда двигателей.

Так как дроссель карбюратора полностью открывается лишь

на короткое время и лишь в тех случаях, когда от двигателя нужно получить наибольшую мощность, то идеальный карбюратор должен давать на полном дросселе смесь, лежащую в пределах нижней заштрихованной области. При этом будет получаться некоторый перерасход топлива, что впрочем не может сильно отразиться в эксплуатации, так как на полном дросселе двигатель работает лишь короткое время.

Таким образом, идеальный карбюратор на полном дросселе должен давать смесь почти постоянного состава, соответствующую наибольшей мощности, в пределах коэффициента избытка воздуха $\alpha = 0,8-0,9$; при этом на малых оборотах двигателя смесь должна лежать ближе к $\alpha = 0,8$.



Фиг. 7. Внешняя характеристика идеального карбюратора.

Состав смеси, развиваемой карбюратором на полном дросселе, зависит не от оборотов двигателя, а от расходов воздуха, прошедшего через карбюратор независимо от того, на каком двигателе поставлен карбюратор.* Поэтому, чтобы характеризовать работу карбюратора на полном дросселе, диаграмму фиг. 6 строят обычно не по оборотам двигателя, а по расходу воздуха через карбюратор (чем больше обороты двигателя, тем больше расход воздуха на полном дросселе). В таком виде диаграмма характеризует уже работу карбюратора на полном дросселе как такового вне зависимости от двигателя. Эта диаграмма называется внешней характеристикой карбюратора.

На фиг. 7 приведен тип внешней характеристики идеального карбюратора, построенной с кривой II фиг. 6.

Необходимо при этом заметить, что при богатых смесях ($\alpha = 0,8-0,9$) получаются более благоприятные температурные

* Если не учитывать влияние пульсаций (см. § 34).

кривой I), так как уменьшился расход воздуха. Удельный же эффективный расход топлива g_e будет больше, чем на полном дросселе (нижняя кривая II лежит выше, чем нижняя кривая I).

Увеличение эффективного удельного расхода топлива легко объясняется следующим образом:

Так как

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{g_i}{1 - \frac{N_{mp}}{N_i}} \quad (4)$$

и индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \quad (5)$$

на 1 и. л. с. ч. зависит от индикаторного коэффициента полезного действия

$$g_i = \frac{632}{\eta_i h_u} \quad (6)$$

где η_i — индикаторный коэффициент полезного действия;

h_u — низшая теплотворная способность топлива в кДж/кг топлива;

N_e , N_i и N_{mp} — мощность эффективная, соответственно индикаторная и трения в л. с., то подставляя это значение в выражение для g_e , получим:

$$g_e = \frac{g_i}{1 - \frac{N_{mp}}{N_i}} = \frac{632}{\eta_i h_u \left(1 - \frac{N_{mp}}{N_i}\right)} \quad (7)$$

Выражение (7) показывает, что при постоянных условиях сгорания, т. е. при постоянных η_i и h_u , эффективный удельный расход топлива будет тем больше, чем больше отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ мощности трения к индикаторной мощности N_i .

С прикрытием дросселя убывает расход воздуха и индикаторная мощность двигателя N_i ; мощность же трения на постоянных оборотах изменяется мало, т. е. отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ возрастает. Чем сильнее прикрыт дроссель, тем больше отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ и удельный эффективный расход топлива растет. На холостом ходу вся индикаторная мощность идет на трение, т. е. $N_i = N_{mp}$; при этом

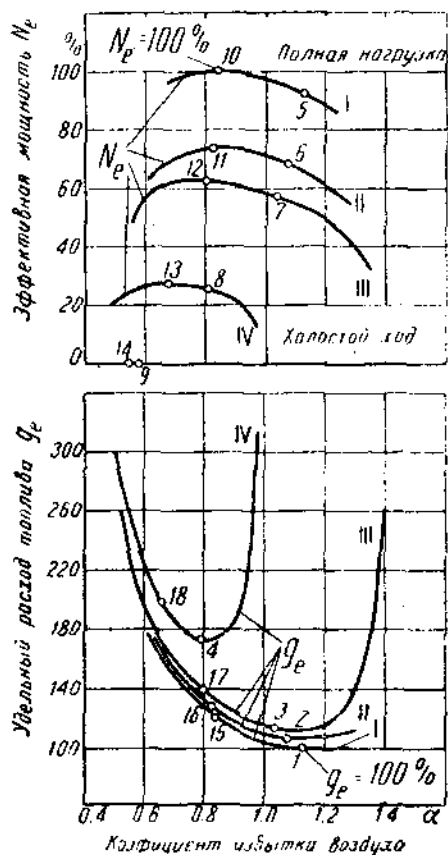
$$g_e = \frac{632}{\eta_i h_u (1-1)} = \infty, \quad (7')$$

т. е. на холостом ходу удельный эффективный расход топлива становится бесконечно большим.

Таким образом совершенно понятно, что регулировочные кривые, заснятые на прикрытых дросселях, дают не только более низкие мощности (чем сильнее прикрыт дроссель, тем ниже лежит кривая мощности), но и более высокие удельные расходы топлива (чем сильнее прикрыт дроссель, тем выше лежит кривая удельных расходов топлива).

условия для двигателя, чем при смесях более бедных, что иллюстрируется данными фиг. 5.

Для двигателей с высокими температурными условиями, например, для двигателей с воздушным охлаждением или для двигателей с наддувом, внешняя характеристика идеального карбюратора должна быть еще богаче, например для двигателей с наддувом иногда обогащают смесь на полном дросселе до $\alpha = 0,7-0,8$, что понижает температуры и создает более благоприятные условия для деталей цилиндров двигателя и в первую очередь для выхлопных клапанов.



Фиг. 8. Изменение эффективной мощности и удельных расходов двигателя Адлер в % по коэффициенту α .

Дроссельная характеристика идеального карбюратора

Выше была дана зависимость мощности и экономичности двигателя от состава смеси при работе его на полном дросселе. Чтобы выяснить вопрос о том, какую смесь должен давать идеальный карбюратор при работе на прикрытых дросселях, нужно для каждого положения дросселя в прикрытом состоянии построить свою регулировочную диаграмму, совершенно аналогичную регулировочной диаграмме на полном дросселе (типа фиг. 4).

На фиг. 8 дана такая регулировочная диаграмма при постоянных оборотах (для автодвигателя Адлер), построенная для четырех положений дросселя: кривая I соответствует полному дросселю, а кривые II, III и IV соответствуют прикрытым дросселям.

Мощность отложена здесь в процентах от наибольшей мощности на полном дросселе. Точно так же минимальный удельный расход топлива на полном дросселе здесь принят за 100%, а удельные расходы на прикрытых дросселях выражены в процентах от этого минимального расхода.

Кривые I, II, III и IV сняты каждая при неизменном положении дросселя.

Как видно из фигуры, если прикрыть дроссель до положения, соответствующего кривой II, то эффективная мощность будет меньше, чем на полном дросселе (верхняя кривая II лежит ниже

кривой I), так как уменьшился расход воздуха. Удельный же эффективный расход топлива g_e будет больше, чем на полном дросселе (нижняя кривая II лежит выше, чем нижняя кривая I).

Увеличение эффективного удельного расхода топлива легко объясняется следующим образом:

Так как

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{g_i}{1 - \frac{N_{mp}}{N_i}} \quad (4)$$

и индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \quad (5)$$

на 1 и. л. с. ч. зависит от индикаторного коэффициента полезного действия

$$g_i = \frac{632}{\eta_i h_u} \quad (6)$$

где η_i — индикаторный коэффициент полезного действия;

h_u — низшая теплотворная способность топлива в кДж/кг топлива;
 N_e , N_i и N_{mp} — мощность эффективная, соответственно индикаторная и трения в л. с., то подставляя это значение в выражение для g_e , получим:

$$g_e = \frac{g_i}{1 - \frac{N_{mp}}{N_i}} = \frac{632}{\eta_i h_u \left(1 - \frac{N_{mp}}{N_i}\right)} \quad (7)$$

Выражение (7) показывает, что при постоянных условиях сгорания, т. е. при постоянных η_i и h_u , эффективный удельный расход топлива будет тем больше, чем больше отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ мощности трения к индикаторной мощности N_i .

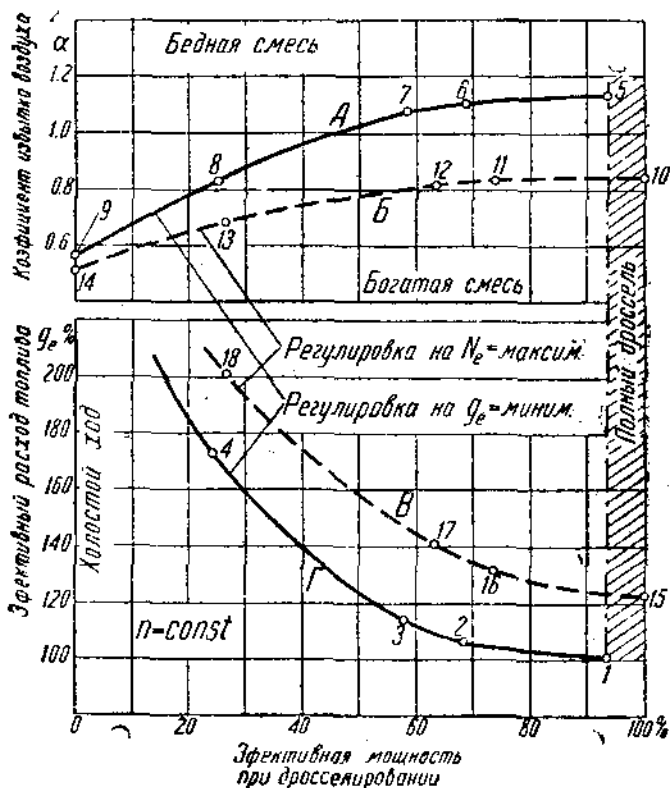
С прикрытием дросселя убывает расход воздуха и индикаторная мощность двигателя N_i ; мощность же трения на постоянных оборотах изменяется мало, т. е. отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ возрастает. Чем сильнее прикрыт дроссель, тем больше отношение $\frac{N_{mp}}{N_i}$ и удельный эффективный расход топлива растет. На холостом ходу вся индикаторная мощность идет на трение, т. е. $N_i = N_{mp}$; при этом

$$g_e = \frac{632}{\eta_i H_u (1-1)} = \infty, \quad (7')$$

т. е. на холостом ходу удельный эффективный расход топлива становится бесконечно большим.

Таким образом совершенно понятно, что регулировочные кривые, заснятые на прикрытых дросселях, дают не только более низкие мощности (чем сильнее прикрыт дроссель, тем ниже лежит кривая мощности), но и более высокие удельные расходы топлива (чем сильнее прикрыт дроссель, тем выше лежит кривая удельных расходов топлива).

Рассматривая фиг. 8, нетрудно заметить, что с прикрытием дросселя кривые удельных эффективных расходов не только становятся выше, но что точки 1, 2, 3 и 4, соответствующие минимальным удельным эффективным расходам топлива, при данных положениях дросселя передвигаются в сторону меньших α , т. е. в сторону более богатых смесей тем сильнее, чем сильнее прикрыт дроссель. То же самое наблюдается и по отношению к точкам 10, 11, 12 и 13, соответствующим наибольшей мощности двигателя при данных положениях дросселя.



Фиг. 9. Изменение коэффициента избытка воздуха — α и удельных эффективных расходов топлива по мощности (нагрузке) двигателя при его дросселировании.

При этом точки 1, 2, 3 и 4, соответствующие минимальным удельным эффективным расходам топлива, все время имеют место при более бедных смесях, чем соответствующие точки 10, 11, 12 и 13 наибольшей мощности при тех же положениях дросселя.

На фиг. 8 точки 5, 6, 7 и 8 соответствуют мощностям, развиваемым двигателем на наиболее экономичных смесях, т. е. соответствуют точкам 1, 2, 3 и 4 при положениях дросселя I, II, III и IV. Точки 15, 16, 17 и 18 соответствуют удельным эффективным рас-

ходам топлива при регулировке на максимальную мощность (т. е. соответствуют точкам 10, 11, 12, 13 и 14).

Фиг. 8 дает возможность построить новую диаграмму, дающую изменение состава смеси и удельных эффективных расходов топлива по мощности двигателя для двух регулировок карбюратора: для регулировки карбюратора на наибольшую мощность при всех положениях дросселя и для регулировки карбюратора на наибольшую экономичность тоже при всех положениях дросселя.

На фиг. 9 дана такая диаграмма. Здесь по абсциссам отложена мощность в процентах от наибольшей мощности на полном дросселе (точке 10 фиг. 8 $N_e = 100\%$), а по ординатам коэффициенты избытка воздуха и удельные эффективные расходы топлива в процентах от наименьшего расхода на полном дросселе (точке 1 фиг. 8 $g_e = 100\%$).

Точки 10, 11, 12, 13 и 14 и точки 15, 16, 17 и 18 соответствуют наибольшим мощностям двигателя при данных положениях дросселя, а точки 1, 2, 3 и 4 и точки 5, 6, 7, 8 и 9 соответствуют наибольшим экономичностям при данных положениях дросселя; поэтому кривая Б соответствует изменению α при $N_e = \text{max}$, кривая же В — изменению удельных расходов g_e при регулировке карбюратора на наибольшую мощность $N_e = \text{max}$. Кривая А соответствует изменению α при наибольшей экономичности двигателя, а кривая Г дает соответствующие минимальные удельные расходы топлива g_e .

Рассматривая диаграмму фиг. 9, нетрудно заметить следующее: если двигатель работает не на максимальной мощности, то состав смеси, подаваемой карбюратором, должен соответствовать кривой А, так как при этих составах смеси получается наименьший удельный расход топлива (кривая Г), т. е. наибольшая экономичность двигателя. Если, например, карбюратор будет давать более богатую смесь, соответствующую, например, кривой Б, то удельный расход сейчас же увеличится и будет соответствовать кривой В. Мало того, даже при обеднении смеси против кривой А удельный расход топлива опять-таки возрастет, так как кривая А соответствует наибольшей экономичности двигателя.

Другое дело получается на полном дросселе точки 1, 5, 15 и 10. Здесь, если карбюратор работает на бедных смесях при α , соответствующем точке 5, то двигатель не может развить полной мощности и, чтобы получить полную мощность двигателя, нужно отрегулировать карбюратор на более богатую смесь, соответствующую точке 10, при этом удельный расход увеличится против расхода в точке 1 и выразится точкой 15.

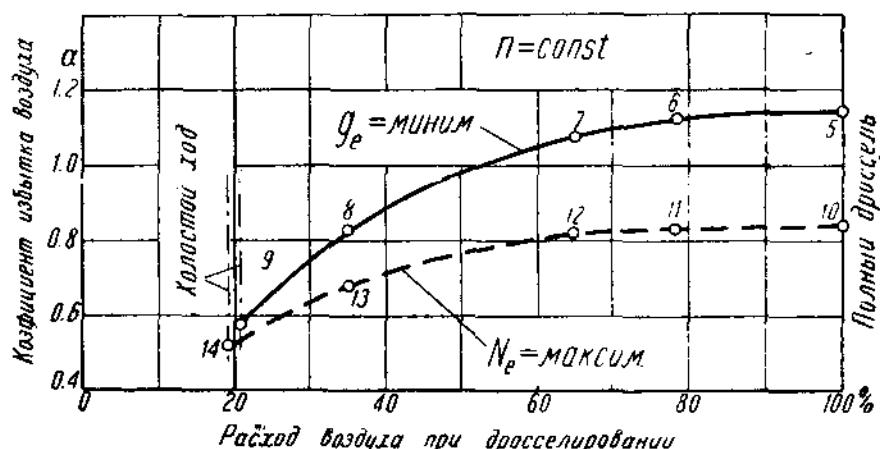
Если при этом излишне переобогатить смесь, то мощность опять понизится, хотя удельный расход и возрастает, так как только при составах смеси, соответствующих кривой Б, имеет место наибольшая мощность двигателя.

На фиг. 9 область, соответствующая работе двигателя на полном дросселе, заштрихована. В пределах этой площади мощность изменяется при неизменном положении дросселя исключительно за счет состава смеси.

Нужно помнить, что точки 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 и 14 экс-

периментально получены путем регулировки карбюратора вручную, причем для каждой точки изменилось проходное сечение жиклера, поэтому кривые *A* и *B* фиг. 9 характеризуют работу двигателя при данной нагрузке и при данном составе смеси. Это те кривые, которые могли бы быть получены, если бы на двигатель был поставлен какой-то теоретический „идеальный“ карбюратор, изменяющий смесь именно по закону кривой *A* или кривой *B*.

Для построения дроссельной характеристики идеального карбюратора нужно знать для каждого положения дросселя два фактора: расход воздуха и состав смеси, т. е. коэффициент избытка воздуха.



Фиг. 10. Дроссельная характеристика „идеального карбюратора“ для экспериментального двигателя фиг. 8 и 9.

На фиг. 10 дана дроссельная характеристика идеального карбюратора, построенная на основании следующих данных.

При опытах фиг. 8 и 9 расходы воздуха при каждом положении дросселя были измерены и записаны в процентах от расхода на полном дросселе:

Положение дросселя	I полный дроссель	II	III	IV	Холостой ход
Расход воздуха G_a . . .	100	78,5	65	35	19,5 для точки 14 и 20,5 для точки 9

Помня, что точки 5 и 10 были получены при полностью открытом дросселе, т. е. при $G_a = 100\%$, точки 6 и 11 — при II положении дросселя, т. е. при $G_a = 78,5\%$, точки 7 и 12 — при III положении дросселя, т. е. при $G_a = 65\%$, точки 8 и 13 при IV положении дросселя или при $G_a = 35\%$, нетрудно построить диаграмму фиг. 10.

В диаграмме фиг. 10 по ординатам отложены коэффициенты избытка воздуха α , соответствующие точкам с 5 по 14, а по абсциссам — соответствующие расходы воздуха.

Диаграмма фиг. 10 отличается от диаграммы фиг. 9 следующим. На диаграмме фиг. 9 точки 5 и 10 соответствуют разной мощности, хотя дроссель и открыт полностью, за счет разного состава смеси. На фигуре же 10 обе точки имеют место при одном и том же расходе воздуха, равном 100%, так как дроссель в обоих случаях открыт полностью.

Точки 9 и 14 на фиг. 9 соответствуют холостому ходу: $N_e = 0\%$, в то время как на фиг. 10 обоим точкам соответствует разный расход воздуха: в точке 9 смесь более бедная, чем в точке 14, и для получения одной и той же индикаторной работы, нужной для преодоления работы трения на холостом ходу, в точке 9 дроссель приходится держать более открытым, чем в точке 14. На фиг. 10 разница в расходах воздуха на холостом ходу, полученная за счет разного открытия дросселя в точках 9 и 14, показана двумя вертикальными штрих-пунктирными прямыми.

Пунктирная кривая 10, 11, 12, 13 и 14 фиг. 10 соответствует такой работе карбюратора, когда при любом положении дросселя имеет место наибольшая при данном положении дросселя мощность двигателя $N_e = \text{тах}$.

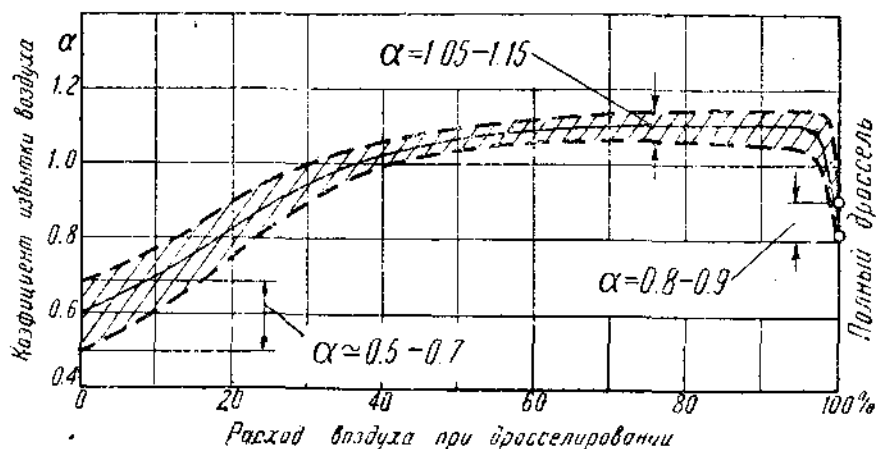
Кривая же 5, 6, 7, 8 и 9 дает изменение состава смеси при наименьшем расходе топлива — $g_e = \text{min}$. Двигатель на полном дросселе должен развивать наибольшую мощность, а на прикрытых дросселях — наибольшую экономичность, поэтому теоретический карбюратор, идеально подходящий для данного двигателя, должен изменять смесь по кривой: 10, 5, 6, 7, 8 и 9, т. е. на полном дросселе смесь должна быть богатой (точка 10), затем опять-таки на полном дросселе обедниться (до точки 5) и затем по мере прикрытия дросселя, постепенно, смесь должна обогащаться (до точки 9 на холостом ходу).

Для других двигателей абсолютное значение коэффициента избытка воздуха α в точках 10, 5, 6, 7 и т. д. несколько изменится, однако общий характер протекания кривой останется один и тот же.

Величина расхода воздуха на холостом ходу, соответствующая точке 9, тоже зависит от того, на каких оборотах работает двигатель: если характеристика снята при дросселировании двигателя на высоких оборотах, например $n = 2000$ об/мин, то мощность трения на этих оборотах велика и расход воздуха на холостом ходу тоже велик (составляет около 30—35%). Если характеристика снята при дросселировании на малых оборотах, то расход воздуха на холостом ходу мал (составляет 15—25% от расхода на полном дросселе при тех же оборотах). И наконец, если характеристика снята при дросселировании на переменных оборотах: полный дроссель на высоких оборотах, а холостой ход на низких, то расход воздуха на холостом ходу в процентах от расхода воздуха на полном дросселе будет близок к нулю.

Анализируя работу разных авиа- и автодвигателей можно заключить, что средняя дроссельная характеристика идеального карбюратора должна иметь следующий характер: на полном дросселе

при расходе воздуха равном 100% (для получения полной мощности) коэффициент избытка воздуха должен быть: $\alpha = 0,8-0,9$ и сейчас же с прикрытием дросселя (для получения наибольшей экономичности) смесь должна обедняться до $\alpha = 1,05-1,15$. Далее при дросселировании, до 50—40% расхода воздуха, смесь, примерно должна оставаться постоянной. При дальнейшем дросселировании смесь снова должна обогащаться, примерно, до $\alpha = 0,5-0,7$, что объясняется ухудшением смесеобразования и условий сгорания на малых расходах воздуха при сильно прикрытых дросселях. На фиг. 10а приведена такая характеристика.



Фиг. 10а. Дроссельная характеристика „идеального карбюратора“.

Заштрихованная область между двумя пунктирными кривыми соответствует разным случаям практики, а сплошная кривая соответствует средним условиям.

Необходимо отметить, что, как будет выяснено ниже, при регулировке карбюратора на $\alpha = 1,05-1,15$ двигатель очень сильно теряет способность переходить от малых нагрузок к большим или, как говорят, двигатель теряет приемистость. Поэтому практически карбюраторы обычно регулируются на несколько более богатую смесь.

§ 5. Назначение важнейших органов современных карбюраторов

Приведенный на фиг. 1 простейший карбюратор чрезвычайно прост по устройству, но ни в коей мере не может работать так, как должен был бы работать идеальный карбюратор.

Поэтому современные карбюраторы имеют гораздо более сложное устройство и состоят из следующих основных органов:

1. Главный воздушный канал карбюратора, с дроссельной заслонкой, предназначенной для регулировки мощности двигателя.
2. Поплавковая камера (камера постоянного уровня) или устройство, ее заменяющее.

3. Приспособление для подогрева и для обеспечения хорошего распыливания топлива и перемешивания смеси.

4. Кроме этих общих органов современные карбюраторы имеют ряд органов, предназначенных для дозирования смеси, т. е. для обеспечения нужного расхода топлива при данном расходе воздуха и при данных условиях работы двигателя.

Органами дозирования являются следующие:

- а) главное дозирующее устройство;
- б) устройство холостого хода;
- в) экономайзер;
- г) ручной корректор состава смеси;
- д) ускорительное устройство;
- е) пусковое устройство.

Приведенные элементы применяются на современных карбюраторах в разных комбинациях в зависимости от того, в какой степени желают приблизить характеристику данного карбюратора к характеристике идеального карбюратора и в какой степени карбюратор должен быть „автоматичен“, т. е. в какой степени карбюратор должен сам автоматически изменять состав смеси нужным образом при разных режимах работы двигателя.

Главный воздушный поток карбюратора и поплавковая камера имеют то же назначение, как и в простейшем карбюраторе, описанном выше (фиг. 1).

При помощи приспособлений для подогрева и распыливания топлива достигается хорошее смесеобразование.

При помощи дозирующих органов обеспечивается надлежащий состав смеси при разных режимах работы двигателя: главным дозирующим устройством — при работе на средних нагрузках двигателя; устройством для холостого хода — при работе на холостом ходу и на малых нагрузках; экономайзером — при работе на полном дросселе.

Ручным корректором корректируется состав смеси при изменениях условий погоды, дорожных условий, при прогреве двигателя, а в авиационных карбюраторах, кроме того, — при изменении барометрических условий, имеющих место при подъеме двигателя на высоту. В этом случае корректоры называются высотными корректорами (или кранами).

Пусковые устройства, ускорительные устройства и устройства для остановки двигателя обеспечивают хороший запуск и приемистость двигателя, т. е. способность двигателя быстро переходить от режимов малых к режимам больших нагрузок.

Помимо перечисленных органов некоторые карбюраторы керосиновых двигателей имеют устройство для подачи воды в двигатель, которая подается для смягчения работы двигателя.

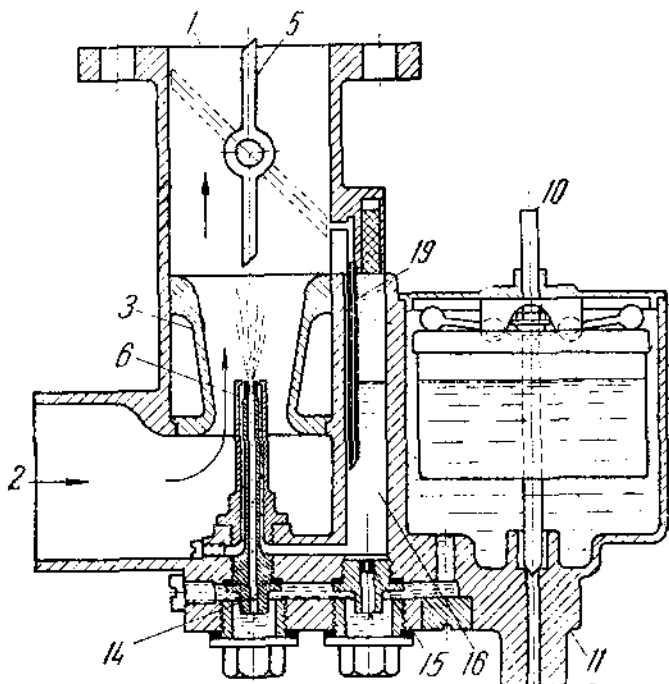
На фиг. 11—17 приведены типичные схемы некоторых карбюраторов. Эти схемы дают общее понятие об устройстве важнейших органов современных карбюраторов.

На фиг. 11 дана схема автомобильного карбюратора типа Зенит, употреблявшегося до последнего времени на автомобилях, но выходящего сейчас из употребления ввиду недостаточной его автома-

тичности. Почти такой же тип применялся раньше и на авиационных двигателях.

На фиг. 12 дана схема современного автомобильного карбюратора типа Зенит, применяющегося сейчас на автомобилях ГАЗ.

На фиг. 13 дана схема современного автомобильного карбюратора типа Стромберг гораздо более автоматичного, чем карбюратор фиг. 12.



Фиг. 11. Карбюратор Зенит.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 3 — диффузор карбюратора; 5 — дроссельная заслонка; 10 — иглообразный клапан; 11 — седло иглообразного клапана; 15 — компенсаторный жиклер карбюраторов Зенит; 16 — компенсаторный колодез; 19 — жиклер холостого хода.

На фиг. 14 дана схема автомобильного автоматического карбюратора типа Марвель.

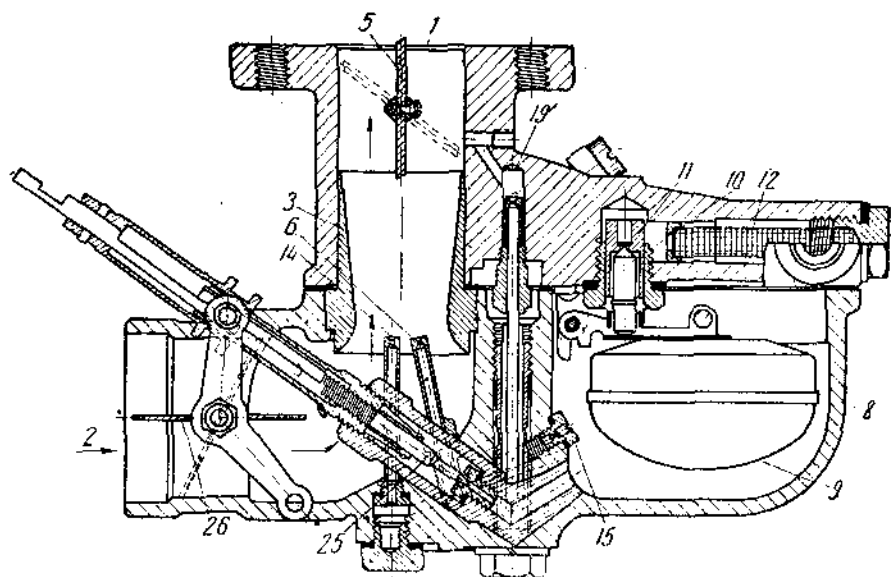
На фиг. 15 дана схема новейшего авиационного карбюратора типа Зенит серии Р.

На фиг. 16 дана схема современного мотоциклетного карбюратора типа Зенит с полуавтоматической дозировкой смеси.

На фиг. 17 дана схема современного тракторного карбюратора типа Энсайн, применяющегося сейчас на керосиновых тракторах СТЗ, со впрыском воды в рабочую смесь.

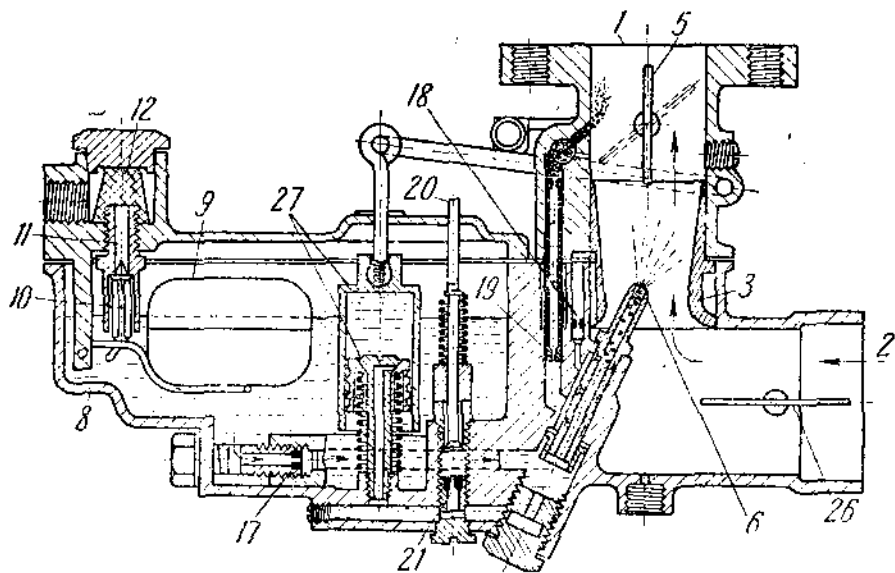
На этих схемах видны основные органы современных карбюраторов.

1. Главный воздушный канал карбюратора во всех приведенных типах изготовлен в теле корпуса карбюратора, причем карбюратор



Фиг. 12. Карбюратор Форд-Зенит.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 3 — диффузор карбюратора; 5 — дроссельная заслонка; 6 — форсунка компенсатора; 8 — корпус поплавковой камеры; 9 — поплавок; 10 — игольчатый клапан; 11 — седло игольчатого клапана; 12 — сетчатый фильтр для топлива; 14 — главный жиклер карбюратора Зенит; 15 — компенсаторный жиклер карбюратора; 19 — жиклер холостого хода; 25 — ручной корректор состава смеси; 26 — воздушная заслонка.

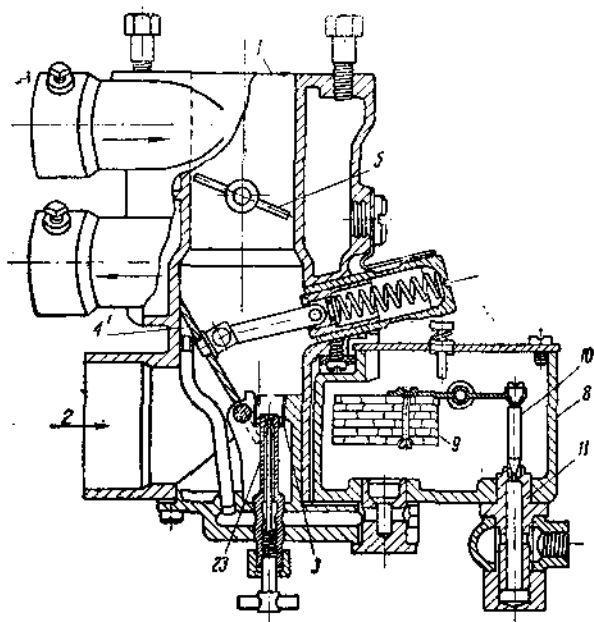


Фиг. 13. Карбюратор с насосиком фирмы Стромберг.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха; 3 — диффузор карбюратора; 5 — дроссельная заслонка; 6 — топливная форсунка; 8 — корпус поплавковой камеры; 9 — поплавок; 10 — игольчатый клапан; 11 — седло игольчатого клапана; 12 — сетчатый фильтр для топлива; 17 — топливный жиклер; 18 — воздушный жиклер; 19 — жиклер холостого хода; 20 — клапан экономизера; 21 — жиклер экономизера; 26 — воздушная заслонка; 27 — ускорительный насосик.

крепится ко всасывающей трубе двигателя так, что отверстие 1 во фланце карбюратора совпадает с соответствующим отверстием всасывающей трубы. Засасываемый воздух входит в главный воздушный канал карбюратора по стрелке 2, проходит через диффузор 3, смешивается с топливом и в виде рабочей смеси мимо дроссельной заслонки 5 выходит через отверстие 1 во всасывающую трубу двигателя.

Особенностью канала главного воздушного потока карбюратора Энсайн RW (фиг. 17) является наличие смесительной камеры 4,



Фиг. 14. Карбюратор Марвель.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 3 — диффузор карбюратора; 4 — клапан для впуска добавочного воздуха карбюратора Марвель, автоматически открывающийся при больших расходах воздуха в карбюраторе; 5 — дроссельная заслонка; 6 — корпус поплавковой камеры; 7 — поплавок; 8 — корпус поплавковой камеры; 9 — поплавок; 10 — игольчатый клапан; 11 — седло игольчатого клапана; 12 — топливный жиклер.

имеющей форму улитки и заменяющей собою обычный диффузор карбюратора. Особенностью карбюраторов Марвель и Zenit серии Р (фиг. 14 и 15) является в первом наличие клапана 4, открывающегося автоматически при больших расходах воздуха, а во втором — наличие специального распылителя 7, заменяющего собою обычные форсунки 6. Мотоциклетный карбюратор Zenit (фиг. 16) имеет дроссельную заслонку 5, выполненную в виде задвижки в отличие от других карбюраторов, приведенных на фиг. 11, 12, 13, 15 и 17, где заслонка 5 имеет форму поворачивающейся пластинки.

2. Поплавковые камеры приведенных карбюраторов хотя и отличаются по устройству, но содержат те же

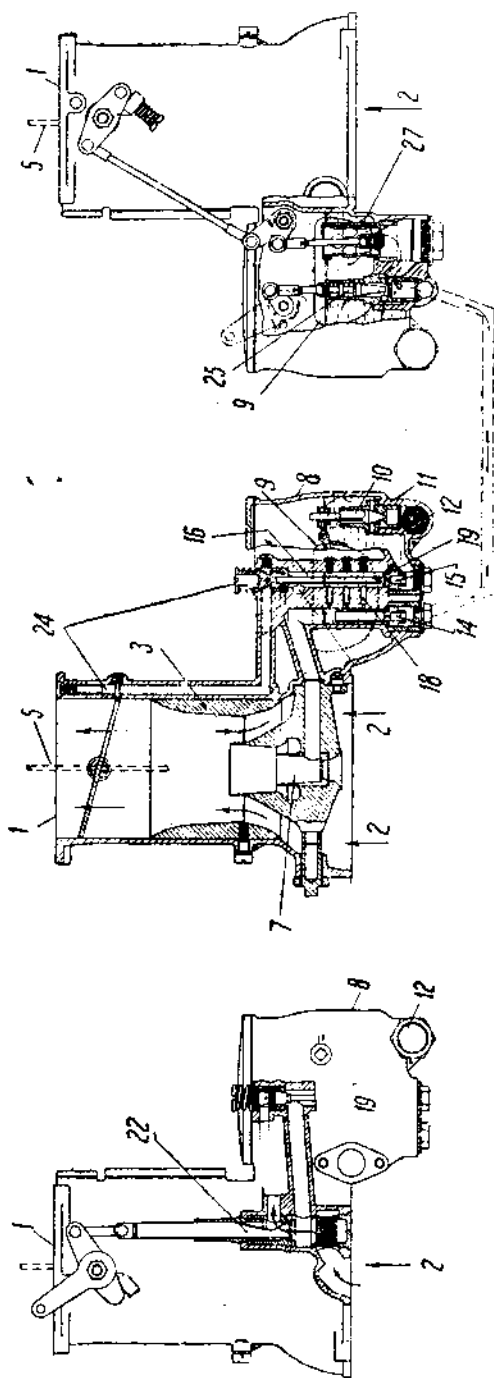
основные элементы, что и простейший карбюратор, разобранный выше (фиг. 1). Здесь имеются те же элементы: корпус поплавковой камеры 8, поплавок 9, игольчатый клапан 10 и седло игольчатого клапана 11, причем поплавок действует на игольчатый клапан при помощи рычажного механизма различного устройства. Кроме того, в некоторых карбюраторах установлен сетчатый фильтр для топлива 12. Кроме поплавковой камеры для топлива керосиновый карбюратор Энсайн RW (фиг. 17) имеет водяную поплавковую камеру 13, питающую водяную систему карбюратора, предназначенную для подачи воды в двигатель.

3. В приведенных на фиг. 11, 12, 13 карбюраторах хорошее распыливание достигается за счет надлежащей скорости воздуха в горловине диффузора 3. В карбюраторе фиг. 14 и 15 распыливание улучшено в первом — установкой клапана 4, а во втором — установкой добавочного распылителя 7. В карбюраторе фиг. 16 распыливание улучшено тем, что золотник 5, заменяющий дроссельную заслонку, сжимает воздушный поток у топливной форсунки и увеличивает в этом месте скорость воздуха. В карбюраторе фиг. 17 хорошее распыливание и перемешивание смеси достигается специальной формой камеры 4, где поток завихривается.

Из приведенных карбюраторов только карбюраторы фиг. 14 и 15 имеют рубашку для подогрева смесительной камеры, а остальные подогрева не имеют.

4. Все приведенные карбюраторы имеют главное дозирующее устройство и устройство для холодного хода. Главное дозирующее устройство у карбюраторов типа Zenit (фиг. 11, 12 и 15) состоит из двух жиклеров: главного 14 и компенсаторного 15, который

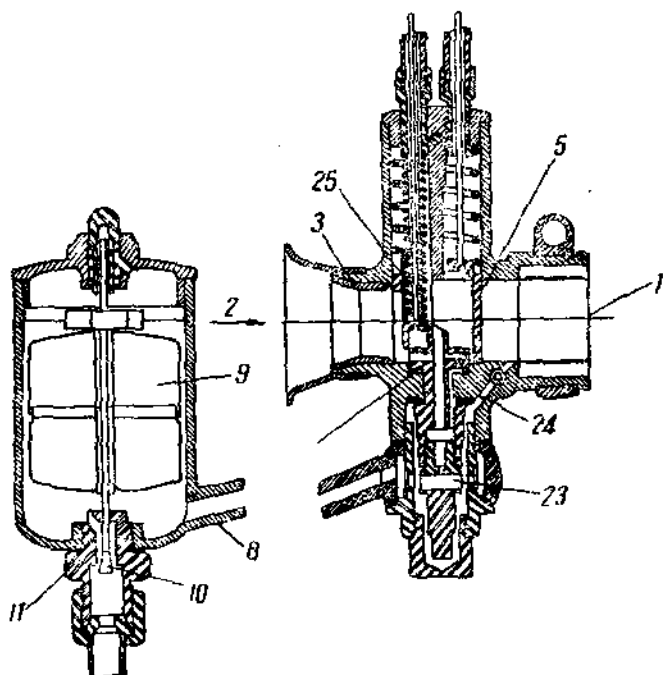
имеет главное дозирующее устройство и устройство для холодного хода. Главное дозирующее устройство у карбюраторов типа Zenit (фиг. 11, 12 и 15) состоит из двух жиклеров: главного 14 и компенсаторного 15, который



Фиг. 15. Авиационный карбюратор Zenit серии Р.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 3 — диффузор карбюратора; 4 — дроссельная заслонка; 5 — золотник; 6 — корпус поплавковой камеры; 7 — распылитель; 8 — корпус поплавковой камеры; 9 — подплавок; 10 — иглообразный клапан; 11 — седло иглообразного клапана; 12 — сетчатый фильтр для топлива; 13 — главный жиклер карбюратора Zenit; 14 — главный жиклер карбюратора Zenit; 15 — компенсаторный жиклер карбюратора Zenit; 16 — воздушный жиклер; 17 — жиклеры холодного хода; 18 — воздушный жиклер; 19 — жиклеры холодного хода; 20 — воздушный жиклер; 21 — жиклеры холодного хода; 22 — устройство для холодного хода карбюратора; 23 — ручка корректора состава смеси; 24 — ускорительный насос; 25 — ускорительный насос; 26 — ускорительный насос; 27 — ускорительный насос.

подает топливо в компенсаторный колодец 16. У карбюраторов фиг. 13 и 17 главное дозирующее устройство состоит из топливного жиклера 17 (фиг. 13) и из воздушного жиклера 18. Устройство для холостого хода, состоящее из системы каналов с жиклером холостого хода 19 у карбюраторов фиг. 11, 12 и 15 питается топливом, вытекающим в колодец 16 из компенсаторного жиклера 15, а у карбюраторов фиг. 13 и 17 питается топливом, вытекающим из топливного жиклера 17 (фиг. 13). Карбюраторы фиг. 13 и 15 имеют связанный с дросселем автоматический экономайзер. Экономайзер фиг. 13 имеет форму клапана 20, открывающего доступ топлива к жиклеру 21 экономайзера, а у карбюратора фиг. 15 он выполнен



Фиг. 16. Мотоциклетный карбюратор Зенит.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 3 — диффузор карбюратора; 5 — дроссельная заслонка; 8 — топливные форсунки; 9 — корпус подпаяльной камеры; 9 — поплавок; 10 — игольчатый клапан; 11 — седло игольчатого клапана; 23 — топливный жиклер; 24 — канал холостого хода; 25 — ручной корректор состава смеси.

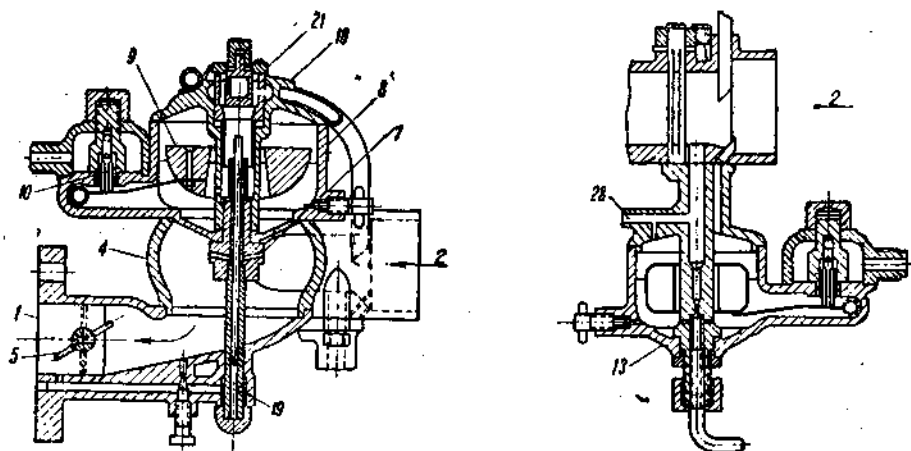
в виде золотника 22, впускающего воздух в канал главного жиклера 14. В карбюраторах фиг. 14 и 16 устройство для холостого хода и экономайзер связаны с главным дозирующим устройством в одну систему, причем в первом случае (фиг. 14) функции устройства для холостого хода выполняет топливный жиклер 23, а во втором — на холостом ходу топливо подается через канал 24.

Ручной корректор состава смеси, управляемый с места водителя, имеется у карбюраторов фиг. 12, 15 и 16. В карбюраторе фиг. 12 он выполнен в виде иглы 25, открывающей доступ топлива в компенсаторный колодец помимо компенсаторного жиклера 15.

В карбюраторе фиг. 15 корректор носит название высотного крана и выполнен в виде иглы 25, прикрывающей доступ топлива к главному жиклеру 14. В карбюраторе фиг. 16 ручной корректор выполнен в виде заслонки 25, имеющей форму золотника.

Пусковое устройство в карбюраторах фиг. 12 и 13 выполнено в виде воздушной заслонки 26, при запуске двигателя прикрывающей доступ воздуха в карбюратор. В карбюраторе фиг. 16 ту же роль воздушной заслонки выполняет корректор 25, а в карбюраторе фиг. 12 для усиления действия заслонки можно пользоваться корректором 25, который кинематически связан с воздушной заслонкой 26.

Ускорительное устройство в карбюраторах фиг. 13 и 15 выполнено в виде насосика 27, впрыскивающего порцию топлива в момент резкого открытия дросселя.



Фиг. 17. Тракторный карбюратор Эйсайн RW.

1 — выходное отверстие во фланце карбюратора; 2 — направление движения воздуха, входящего в главный воздушный канал карбюратора; 4 — смесительная камера карбюратора Эйсайн RW; 5 — дроссельная заслонка; 7 — распылитель; 8 — корпус поплавковой камеры; 9 — поплавок; 10 — игольчатый клапан; 13 — водяная поплавковая камера карбюратора Эйсайн RW; 18 — трубка, подводящая воздух к воздушному жиклеру; 19 — жиклер холостого хода; 21 — регулирующий топливный клапанчик — ручной корректор; 28 — канал для подачи воды во всасывающую трубу двигателя.

Устройство для подачи воды в карбюраторе фиг. 17 состоит из водяной поплавковой камеры 13, из которой на больших нагрузках двигателя засасывается вода по каналу 28 во всасывающую трубу двигателя. На малых нагрузках подача воды прекращается.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ДВИЖЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КАРБЮРАТОР

Количество воздуха, протекающего по главному воздушному каналу карбюратора, зависит как от размеров цилиндров двигателя, так и от режима его работы. Расход воздуха может изменяться как с изменением положения дросселя, так и при неизменном положении дросселя за счет изменения оборотов двигателя с изменением его нагрузки.

Количество воздуха, протекающего через карбюратор, является основным фактором, обуславливающим работу карбюратора, и может быть вычислено по разным данным, как-то:

- 1) по объему, описанному поршнями цилиндров двигателя;
- 2) по количеству топлива, поданного карбюратором в двигатель.

6. Вычисление расхода воздуха в карбюраторе по объему, описанному поршнями цилиндров двигателя

Для вычисления количества воздуха, прошедшего через карбюратор по объему, описанному поршнями двигателя, нужно знать: рабочий объем цилиндров V_h (л); число цилиндров i , на которые работает данный карбюратор; число оборотов двигателя в минуту n ; удельный вес наружного воздуха γ_0 (кг/м³), засасываемого в карбюратор, и наконец коэффициент подачи η_v . При этом число оборотов и величина коэффициента подачи изменяются с изменением режима и, поэтому, должны быть известны для тех условий, для которых делается вычисление расхода воздуха.

Часовой расход воздуха для четырехтактного двигателя выражается формулой:

$$G_s = 0,03 \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot \gamma_0 \cdot \eta_v \text{ кг/час;} \quad (8)$$

здесь G_s — часовой весовой расход воздуха в карбюраторе в кг/час для четырехтактного двигателя.

На каждый литр рабочего объема цилиндров двигателя при удельном весе воздуха $\gamma_0 = 1,2$ кг/м³, при $n = 1000$ об/мин и при коэффициенте подачи $\eta_v = 1,0$, расход воздуха $G_s = 36$ кг/час; при других значениях n , η_v и γ_0 расход воздуха соответственно изменяется, что видно, например, из следующей таблицы:

Таблица 2

Расход воздуха в кг/час на 1 л при $n = 1000$ об/мин и при $\gamma_0 = 1,2$ кг/м³.

$\eta_v =$	1,4	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2 *
$G_v =$	50,4	43,2	36	28,8	21,6	14,4	7,2

При изменениях барометрических атмосферных условий удельный вес воздуха изменяется. При подъеме на высоту авиадвигателей удельный вес воздуха изменяется особенно сильно. Соответственно этому изменяется часовой расход воздуха, прошедшего через карбюратор.

Таблица 3

Расход воздуха в кг/час на 1 л при $n = 1000$ об/мин при $\gamma_0 = 1,0$

Высота полета в м	0	2000	4000	6000	12 000
Уд. вес воздуха в кг/м ³	1,225	1,007	0,82	0,66	0,31
Расход воздуха	36,8	30,2	24,6	19,9	9,30

При работе двигателя без наддува коэффициент подачи имеет наибольшее значение на полном дросселе и обычно меньше единицы.

Таблица 4

Среднее значение коэффициента подачи на полном дросселе для некоторых двигателей

n об/мин	500	1000	1500	1700	2000	2500
Автомобильные двигатели						
Бюссинг	0,78	0,70	0,56	—	—	—
Форд А	0,83	0,79	0,75	0,73	0,70	0,63
Бюнк	0,91	0,85	0,79	0,77	0,75	0,72
Адлер	0,73	0,75	0,76	0,76	0,75	0,73
Мерседес-Бенц	0,84	0,88	0,84	0,81	0,77	—
Авиадвигатели						
($n =$)	(1200)	(1400)				
Испано	—	(0,93)	0,94	0,94	0,91	—
Либерти 12	(0,84)	(0,865)	0,85	0,855	0,8	—
Ройл-Ройс Кондор	—	0,83	0,87	0,87	0,85	—
Одноцилиндровый двигатель						
Скрипс	0,64	0,49	0,33	—	—	—

Коэффициент подачи на полном дросселе несколько изменяется с изменением разных факторов: температурного режима, размеров карбюратора и т. п., но особенно сильно он падает с прикрытием дросселя.

* Коэффициент подачи η_v может быть равен единице или быть более ее, если двигатель работает с нагнетателем.

Таблица 5

Коэффициент подачи автодвигателя Геркулес при работе его на полном дросселе и на холостом ходу

n об/мин =	300	500	1000	1500	2000	2500
На полном дросселе . . .	—	0,78	0,78	0,73	0,7	0,67
На холостом ходу . . .	0,215	0,22	0,23	0,235	0,26	—

На холостом ходу двигателя величина коэффициента подачи изменяется гораздо сильнее, чем на полном дросселе и особенно сильно зависит от коэффициента избытка воздуха и от работы трения двигателя.

При работе двигателя с наддувом коэффициент подачи значительно увеличивается и на полном дросселе может быть больше единицы.

§ 7. Вычисление расхода воздуха по количеству топлива, поданного карбюратором в двигатель

Для вычисления расхода воздуха по количеству топлива, поданного карбюратором в двигатель, нужно знать не только часовой расход топлива G_T кг/час, но и коэффициент избытка воздуха α , при котором работает двигатель на данном режиме, а также количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива l_0 .

Вычисления можно делать по следующим формулам:

$$G_a = \frac{G_T l_0 \alpha}{i_k} = g_e \frac{N_e}{i_k} l_0 \alpha, \quad (9)$$

где G_a — расход воздуха через карбюратор в кг/час;

g_e — удельный расход топлива в кг/л.с.ч.;

N_e — эффективная мощность двигателя в л.с.;

i_k — число карбюраторов на данном двигателе;

α — коэффициент избытка воздуха;

G_T — часовой расход топлива в кг/час;

l_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива в кг воздуха на 1 кг топлива (см. табл. 6).

Таблица 6

Средние значения количеств воздуха, теоретически необходимого для полного сжигания 1 кг топлива в кг воздуха на 1 кг топлива

Топливо	l_0 кг/кг
Бензин	14,9
Керосин	14,7
Бензол (химически чистый)	14,5
Толуол (химически чистый)	13,8
Спирт этиловый	8,4

При работе на полном дросселе бензиновых двигателей обычно $\alpha = 0,9$ и удельный расход топлива на бензине при $l_0 = 14,9 \text{ кг/кг}$ для авиадвигателей $g_e = 0,23 \text{ кг/л.с.ч.}$, а для автодвигателей $g_e = 0,30 \text{ кг/л.с.ч.}$ Таким образом при $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ расход воздуха на 1 э.л.с.ч. на полном дросселе в среднем будет для авиадвигателей:

$$G_e = g_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 0,23 \cdot 14,9 \cdot 0,9 = 3,08 \text{ кг/л.с.ч.};$$

для автодвигателей:

$$G_e = g_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 0,3 \cdot 14,9 \cdot 0,9 = 4,02 \text{ кг/л.с.ч.}$$

При регулировке карбюратора на максимальную экономичность для авиадвигателей $g_e = 0,20 \text{ кг/л.с.ч.}$ при $\alpha = 1,05$ и для автодвигателей $g_e = 0,25 \text{ кг/л.с.ч.}$ при $\alpha = 1,1$.

Расход же воздуха на 1 э.л.с.ч. при экономической регулировке карбюратора на бензине в среднем будет: для авиадвигателей,

$$G_e = g_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 0,20 \cdot 14,9 \cdot 1,05 = 3,12 \text{ кг/л.с.ч.},$$

для автодвигателей

$$G_e = g_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 0,25 \cdot 14,9 \cdot 1,1 = 4,1 \text{ кг/л.с.ч.}$$

Таким образом, при регулировке карбюратора на полном дросселе как на максимум мощности, так и на максимум экономичности расход воздуха на каждую эффективную силу в час при работе на бензине можно примерно считать: для авиадвигателей $G_e = 0,31 \text{ кг/л.с.ч.}$, для автодвигателей $G_e = 4,1 \text{ кг/л.с.ч.}$

§ 8. Вычисление скорости воздуха в любом сечении канала главного воздушного потока карбюратора

При движении воздуха по каналу главного воздушного потока карбюратора в любом поперечном сечении канала скорости отдельных струек различны. Однако, в каждом данном сечении может быть определена „средняя“ для всех струек скорость потока.

Вычисление средней скорости потока в любом поперечном сечении канала карбюратора может быть сделано двумя способами: 1) по количеству и удельному весу воздуха, протекающего в данном сечении, и по площади этого сечения; 2) по величине „среднего“ разрежения в данном сечении потока, причем в этом случае нужно знать лишь гидравлические свойства канала, подводящего воздух к расчетному сечению, и удельный вес воздуха; размеры же рассматриваемого сечения и общее количество протекающего воздуха при этом не нужны. Этот последний способ вычислений будет дан ниже.

Вычисление средней скорости воздушного потока в данном поперечном сечении карбюратора по количеству воздуха и по площади проходного сечения делится на основании следующих объемных геометрических соображений.

площади отверстия; во-вторых, на участке между сечениями $X-X$ и $Y-Y$ нет подсоса воздуха со стороны, т. е. через сечение $Y-Y$ проходит то же весовое количество воздуха, что и через сечение $X-X$, то относительно средней скорости воздуха w_y в сечении $Y-Y$ можно сделать те же рассуждения, что и относительно скорости w_x , т. е.

$$w_y (\text{м/сек}) = \frac{Q_s (\text{м}^3/\text{сек})}{f_y' (\text{м}^2)} \quad (11')$$

или

$$w_y = 2,78 \frac{G_s}{\gamma_y f_y}. \quad (11)$$

На основании уравнений (9) и (10) можно сделать следующий вывод:

$$\frac{w_y}{w_x} = \frac{f_x \gamma_x}{f_y \gamma_y} \quad (12'')$$

для двух последовательных поперечных сечений канала карбюратора ($X-X$ и $Y-Y$) скорости воздуха обратно пропорциональны площадям этих сечений и удельным весам воздуха в них.

Если в разных сечениях канала карбюратора удельный вес воздуха изменяется мало, т. е. $\gamma_x \approx \gamma_y$, то

$$\frac{w_y}{w_x} = \frac{f_x}{f_y} \quad (12')$$

или для круглого канала

$$\frac{w_y}{w_x} = \frac{d_x^2}{d_y^2}. \quad (12)$$

Таким образом, если при протекании по каналу карбюратора удельный вес воздуха изменяется незначительно, то средние скорости потока будут тем больше, чем меньше площади проходных сечений и при круглом сечении канала средние скорости обратно пропорциональны квадрату диаметров этих сечений.

§ 9. Действительная скорость потока в данном сечении канала карбюратора

При вычислении средних скоростей в разных сечениях канала карбюратора было предположено, что скорости всех струек в данном сечении одинаковы и что поток заполняет все сечение. Однако, в действительности этого не наблюдается. Дело в том, что частицы воздуха, двигаясь под действием разницы давлений, обладают инерцией, подвержены влиянию стенки канала и взаимодействию соседних струек, что нарушает равномерность распределения скоростей по площадям сечений.

На фиг. 19 даны приблизительные схемы воздушного потока карбюратора.

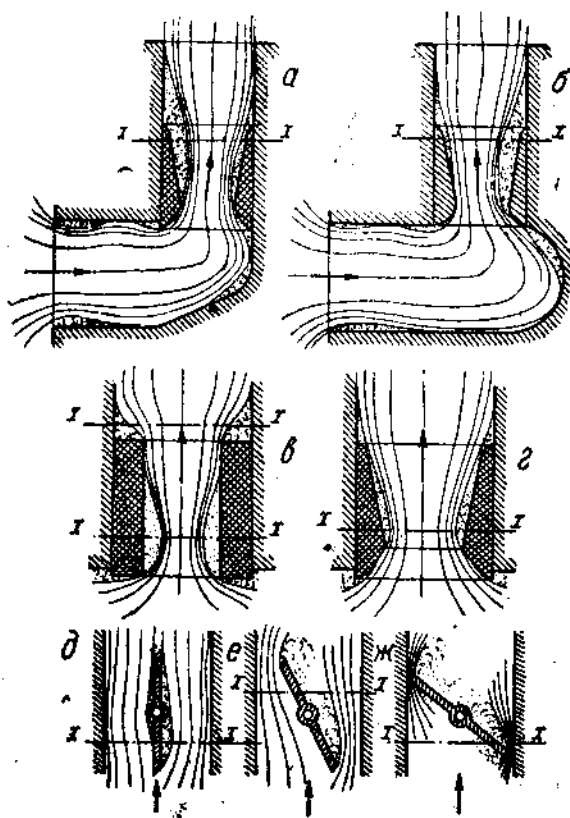
Рассматривая эти схемы, нетрудно заметить, что во многих сечениях поток не заполняет площади прохода полностью. В про-

транстве, не заполненном потоком, образуется так называемый „вихревой мешок“. На фиг. 19 вихревые мешки отмечены точечной штриховкой.

На схемах фиг. 19, *а* и *б* дано влияние формы подводящего воздушного патрубка карбюратора на форму воздушного потока. На схеме *а* в диффузоре карбюратора поток отклоняется вправо, а на схеме *б* — влево.

На схеме фиг. 19, *в* и *г* дано влияние формы диффузора на форму потока. На схеме *в* диффузор имеет форму прямого цилиндрического канала с

острой входной гранью, а на схеме *г* дана форма диффузора современного карбюратора. Здесь диффузор составлен из двух конических патрубков, соединенных вершинами и со скругленными входными и выходными гранями. В обеих схемах (фиг. 19, *в* и *г*) при входе в диффузор поток сжимается. Боковые струйки перед входным сечением диффузора направлены под углом к оси потока. При входе в диффузор эти струйки встречаются с соседними струйками, лежащими ближе к оси потока, и отклоняются ими в сторону движения потока. Однако при этом струйки несколько отрываются от стенки, и между потоком и стенками диффузора образуется вихревой мешок. Наиболее сжатое



Фиг. 19. Схема воздушного потока.

сечение потока получается несколько отступая от входного сечения диффузора. При дальнейшем движении стенки диффузора оказывают подсасывающее действие на воздушные струйки, и поток снова расширяется. При форме диффузора по схеме *в* сжатие и расширение потока происходит более резко, чем на схеме *г*. Это отражается на гидравлических качествах этих диффузоров.

На фиг. 19, *д*, *е* и *ж* указана форма потока у дроссельной заслонки при трех ее положениях. Как видно, у дроссельной заслонки получается вихревой мешок, который делит поток на две

части и увеличивается по мере закрытия заслонки. Форма мешка зависит от конструкции заслонки.

Таким образом во многих сечениях воздушного канала карбюратора поток не заполняет полностью проходного отверстия, так как в этих местах поток оторвался от стенки и в пространстве между потоком и стенкой образовались вихревые мешки (на фиг. 19 сечения $X-X$). В этих сечениях действительная скорость воздуха получается выше, чем средняя скорость воздуха, рассчитанная по уравнению (10) или (11) для всего сечения.

Мало того в местах сужения потока (например при входе в диффузор) боковые струйки оказываются сжатыми сильнее, чем осевая струйка. Поэтому они обладают большими скоростями, чем скорости средней струйки.

Наоборот, в местах расширения потока тормозящее действие стенки сказывается сильнее на крайние струйки, чем на осевые, и они теряют быстрее скорость, чем осевые струйки. Поэтому в расширяющихся частях потока имеет место распределение скоростей как-раз обратное сечениям сужающейся части, т. е. осевые струйки обладают большими скоростями, чем боковые струйки у стенки.

§ 10. Распределение давлений по длине воздушного потока карбюратора

На движение воздуха по каналу карбюратора затрачивается работа. Если взять два произвольных последовательных поперечных сечения воздушного потока карбюратора: $Y-Y$ и $X-X$ (фиг. 20), то на основании закона сохранения энергии для них можно написать следующий баланс энергий:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{энергия потока} \\ \text{в первом сечении} \\ Y-Y \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{энергия потока} \\ \text{во втором сечении} \\ X-X \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{потери энергии} \\ \text{между обоими} \\ \text{сечениями} \\ Y-Y \text{ и } X-X \end{array} \right\} \quad (13)$$

При этом предполагается, что на участке между сечениями нет подсоса воздуха.

Если через карбюратор протекает каждую секунду G_s' кг воздуха, то каждую секунду энергия потока в любом поперечном сечении $Y-Y$ или $X-X$ складывается из следующих трех факторов:

1) секундной кинетической энергии, обусловленной скоростью воздуха — w :

$$\frac{mw^2}{2} = \frac{G_s' w^2}{2g} \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{сек}} \right);$$

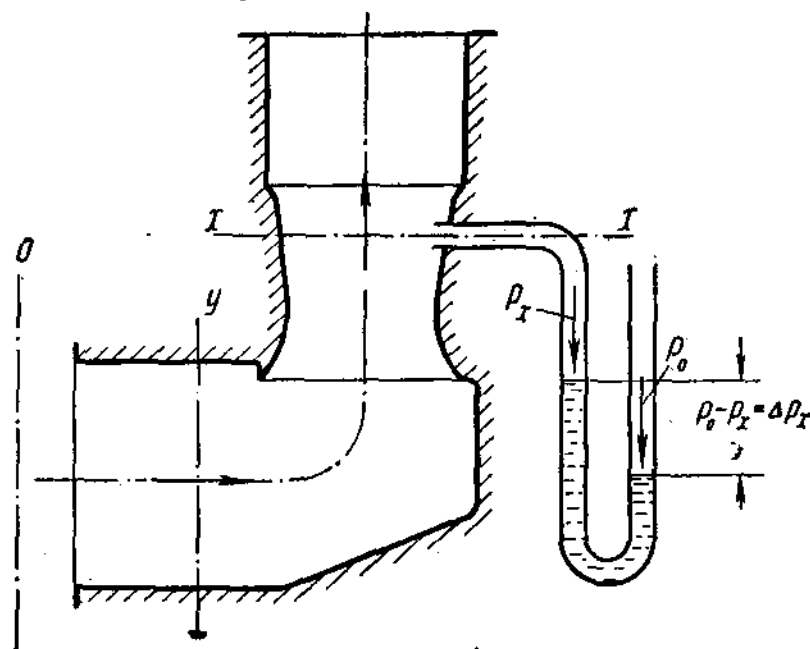
2) секундной статической энергии, обусловленной произведением силы P на скорость w :

$$\begin{aligned} P \cdot w \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{сек}} \right) &= P \frac{Q_s}{F} \left(\frac{\text{кг} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}}{\text{м}^2} \right) = \frac{P}{F} \frac{G_s'}{\gamma} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \frac{\text{кг/сек}}{\text{кг/м}^3} \right) = \\ &= \frac{P}{\gamma} G_s' \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{сек}} \right); \end{aligned}$$

3) секундной внутренней энергии (т. е. упругости газов, за счет которой они совершают работу при расширении):

$$pV\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}\right) = G_0'RT\left(\frac{\text{кг}}{\text{сек}} \text{м}^3\right) = G_0'U\left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{сек}}\right).$$

Потери энергии при протекании воздуха возникают лишь во время движения и возрастают при возрастании скоростей движения. Поэтому принято выражать потери энергии в долях ξ_{Y-X} величины кинетической энергии второго из двух Y и X последовательных сечений коэффициентом потери ξ_{Y-X} .



Фиг. 20. Распределение давления воздушного потока в карбюраторе.

Относя полученные выше значения энергий к 1 кг воздуха и подставив их в основное уравнение (13) баланса энергии для двух последовательных сечений потока $Y-Y$ и $X-X$, получим уравнение (Бернулли):

$$\frac{w_y^2}{2g} + \frac{p_y}{\gamma_y} + U_y = \frac{w_x^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_x} + U_x + \frac{w_x^2}{2g} \xi_{Y-X}. \quad (13')$$

Это уравнение дает зависимость между изменением давлений в двух последовательных сечениях потока и соответствующим изменением скоростей.

Во многих случаях работы карбюратора изменения давлений в разных сечениях потока незначительны и воздух можно считать за несжимаемую жидкость, т. е.

$$\gamma_Y = \gamma_X = \text{const} \quad \text{и} \quad U_Y = U_X.$$

В этих случаях предыдущее уравнение переписывается так:

$$\frac{w_y^2}{2g} + \frac{p_y}{\gamma_y} = \frac{w_x^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_y} + \frac{w_x^2}{2g} \xi_{y-x}, \quad (14')$$

так как сечения $Y-Y$ и $X-X$ выбраны произвольно, то можно вывести первое сечение вне карбюратора на такое от него расстояние, где скорость воздуха равна нулю. Это сечение можно обозначить индексом 0 (фиг. 20). Второе же сечение можно отнести к тому сечению канала воздушного потока карбюратора, которое в данном случае представляет интерес. Это, произвольно взятое, поперечное сечение канала карбюратора условимся обозначать индексом x .

Вводя в вышеприведенное уравнение новое обозначение: вместо индекса y — индекс 0 и подставляя $w_y = w_0 = 0$ и $\gamma_y = \gamma_x = \gamma_0$, можно написать:

$$\frac{p_0 - p_x}{\gamma_0} = \frac{w_x^2}{2g} + \frac{w_x^2}{2g} \xi_{0-x};$$

так как разница давлений $p_0 - p_x$ есть разрежение в сечении $X-X$ и может быть непосредственно измерена манометром (фиг. 20), то можно предыдущее уравнение переписать так:

$$\Delta p_x = \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} + \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}. \quad (14)$$

Нужно помнить, что при измерениях жидкостным манометром разрежение в 1 кг/м уравнивается разницей уровней в 1 мм вод. ст. или 1/13,6 мм рт. ст., т. е.

$$1 \text{ кг/м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.} = 1/13,6 \text{ мм рт. ст.} = \\ = 0,0001 \text{ кг/см}^2 = 0,0001 \text{ ат},$$

или

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 10\,000 \text{ кг/м}^2 = 10\,000 \text{ мм вод. ст.} = \\ = 735 \text{ мм рт. ст.};$$

поэтому размерности величин, входящих в уравнение (14), следующие:

$\Delta p_x = p_0 - p_x$ — разрежение в произвольном сечении $X-X$ потока в кг/м² или в мм вод. ст.;

$\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ — имеет ту же размерность давления кг/м² или мм вод. ст.;

$\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ — имеет ту же размерность давления кг/м² или мм вод. ст.

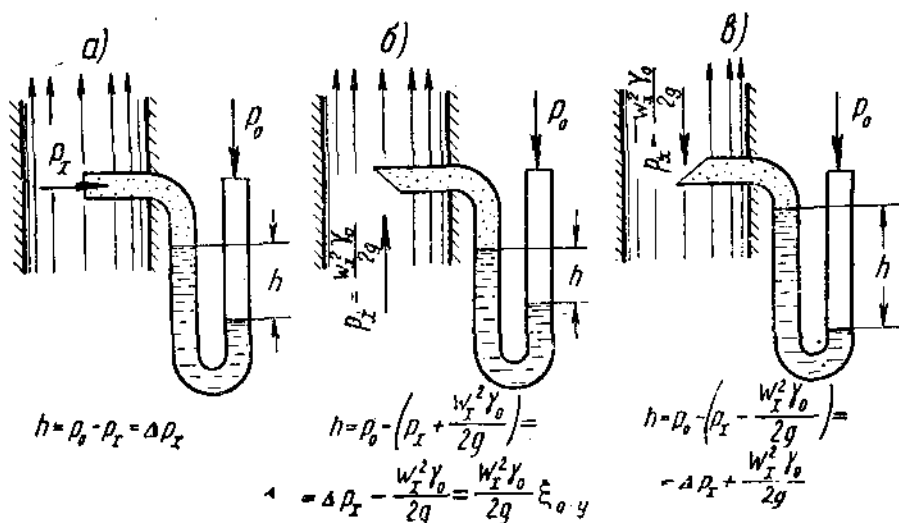
Уравнение (14) читается так:

Величина разрежения в любом произвольно взятом поперечном сечении воздушного потока карбюратора всегда обуславливается двумя факторами: часть разрежения затрачивается на сообщение живой силы воздуху (фактор $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ в мм вод. ст.); другая часть —

на потери живой силы (выражается в долях величины $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$; фактор $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ мм вод. ст.).

Все три величины Δp_x , $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ и $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ имеют вполне определенный физический смысл, и разница между ними легко может быть обнаружена экспериментальным путем.

Разрежение $\Delta p_x = p_0 - p_x$ есть разница статических давлений наружного воздуха и воздуха в сечении X—X. Эта разница заставляет отклоняться жидкость в манометре при любом направлении конца измерительной трубки манометра (фиг. 20 и 21, а).



Фиг. 21. Распределение давления воздушного потока в карбюраторе.

Составляющая $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ представляет собой разрежение, затраченное на создание живой силы воздуху в сечении X—X. Если воздух потеряет скорость, то живая сила его снова перейдет в статическое давление. Поэтому, если конец измерительной манометрической трубки (фиг. 21, б) срезать под углом и направить навстречу потоку, то на левый уровень жидкости манометра, кроме давления p_x , будет действовать давление $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$, и манометр покажет разницу уровней

$$h = p_0 - \left(p_x + \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \right) = \Delta p_x - \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

т. е. манометр укажет величину потери живой силы — $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$.

Наоборот, при расположении конца измерительной трубки в направлении потока — по схеме фиг. 21, в, трубка стремится затормозить протекающий мимо воздух, и величина $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ оказы-

ваёт на жидкость в манометре „подсасывающее“ действие, так как уменьшает давление p_x .

В этом случае на левый уровень жидкости в манометре действует давление $p_x - \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$, и манометр покажет разницу уровней

$$h = p_0 - \left(p_x - \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \right) = \Delta p_x + \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}.$$

В действительности „подсасывающее“ действие фактора $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ оказывается всегда несколько слабее за счет завихривания потока около конца измерительной трубки.

При расположении измерительной трубки по схеме фиг. 21, а воздух протекает мимо ее конца, и фактор $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ никакого давления на жидкость в манометре не оказывает.

При экспериментальном изучении воздушного потока карбюратора приходится учитывать, помимо факта завихривания потока около конца измерительной манометрической трубки, еще неравномерность распределения скорости по поперечным сечениям потока, о которой было сказано выше (в § 9).

§ 11. Построение эпюры распределения разрежений по длине главного воздушного канала карбюратора

На основании уравнения (14) можно, для любого карбюратора, построить эпюру изменения разрежений по длине его главного воздушного канала.

Для этого надо знать геометрические размеры канала и значения коэффициентов ξ_{0-x} для разных его сечений. Коэффициенты потери ξ_{0-x} должны быть для данного карбюратора найдены экспериментально или заимствованы из опытных данных для других, подобного типа, карбюраторов.

Порядок построений следующий:

1. Канал главного воздушного потока карбюратора разбивается на ряд последовательных поперечных сечений в местах наиболее характерных, т. е. в местах перехода с одного размера канала на другой. Количество сечений берется произвольно в зависимости от формы канала. Каждому сечению назначается порядковый номер в порядке его последовательности.

2. Непосредственным обмером карбюратора определяются размеры всех выбранных проходных сечений и расстояния между ними, измеренные по оси канала.

3. Задаются часовым расходом воздуха G , в карбюраторе и удельным весом наружного воздуха γ_0 .

4. Для каждого сечения по уравнению (10) вычисляют скорость воздуха. При этом вместо удельного веса γ_x подставляют удельный вес наружного воздуха — γ_0 .

При вычислениях удобно предварительно подсчитать постоянную для всех сечений при заданных G , и γ_0 величину $\frac{2,78 G}{\gamma_0}$, и за-

Напечатано

Должно быть

к стр.
44 На фиг. 21б)

$$\rho_x = \frac{W_x^2 \cdot \gamma_0}{2g}$$

$$\rho_x + \frac{W_x^2 \cdot \gamma_0}{2g}$$

тем путем деления этой величины на площадь нужного сечения получать соответствующую скорость.

5. Далее для каждого сечения подсчитывается величина $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ уравнения (14), соответствующая живой силе потока в рассматриваемом сечении канала карбюратора.

При этом предварительно удобно подсчитать величину $\frac{\gamma_0}{2g}$ и затем умножить ее на квадраты скоростей воздуха для каждого сечения потока.

6. Далее для каждого выбранного сечения канала карбюратора выписывают соответствующее значение коэффициента ξ_{0-x} , определенное опытным путем для всего участка канала карбюратора от некоторого нулевого сечения перед карбюратором до рассматриваемого сечения.

После этого для каждого сечения перемножают полученную выше величину $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ на соответствующий коэффициент ξ_{0-x} .

7. Все результаты обмера карбюратора и вычислений записываются в таблицу, где против номера каждого сечения должны быть записаны все соответствующие ему величины.

8. По той же таблице для каждого сечения вычисляется величина разрежения Δp_x как сумма величин $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} + \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ (см. уравнение 14) и записывается в таблицу в графе данного сечения.

Для примера приводим таблицу, построенную для канала главного воздушного потока автокарбюратора Форд-Зенит (фиг. 12),

Величина	№ сечений (см. фиг. 22)	Перед карбюратором	При входе в карбюратор	Перед диффузором (при входе в диффузор)
		0	1	2
Расстояние между сечениями	l_x	0	20	65
Диаметр отверстия	d_x	∞	40	40/30
Площадь сечения	f_x	∞	112,6	12,2/7,06
Средняя скорость воздуха	w_x	0	26,3	26,3/47,4
Живая сила воздуха	$\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$	0	42	42/136
Коэффициент потери	ξ_{0-x}	0	0,58	0,73/0,41
Потеря живой силы	$\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$	0	24,5	30,5/30,5
Разрежение	Δp_x	0	66,5	72,5/166,5

при расходе воздуха $G_s = 143$ кг/час при работе его на полном дросселе при удельном весе воздуха $\gamma_0 = 1,2$ кг/м³.

Предварительные вычисления

Средняя скорость воздуха в любом сечении $X-X$ воздушного канала карбюратора по формуле:

$$w_x = 2,78 \frac{G_s}{f_x \gamma_0} = \frac{2,78 \cdot 143}{1,2 \cdot f_x} = \frac{331}{f_x}$$

Разрежение, соответствующее живой силе воздуха, вычисляется по формуле:

$$\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} = \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} w_x^2 = 0,061 \cdot w_x^2$$

Результаты

(см. табл. 7).

По данным таблицы строится схема развернутого карбюратора и эпюра изменения разрежений по длине канала главного воздушного потока карбюратора.

На фиг. 22 дано такое построение для карбюратора Форд-Зенит по данным табл. 7.

Порядок построения следующий:

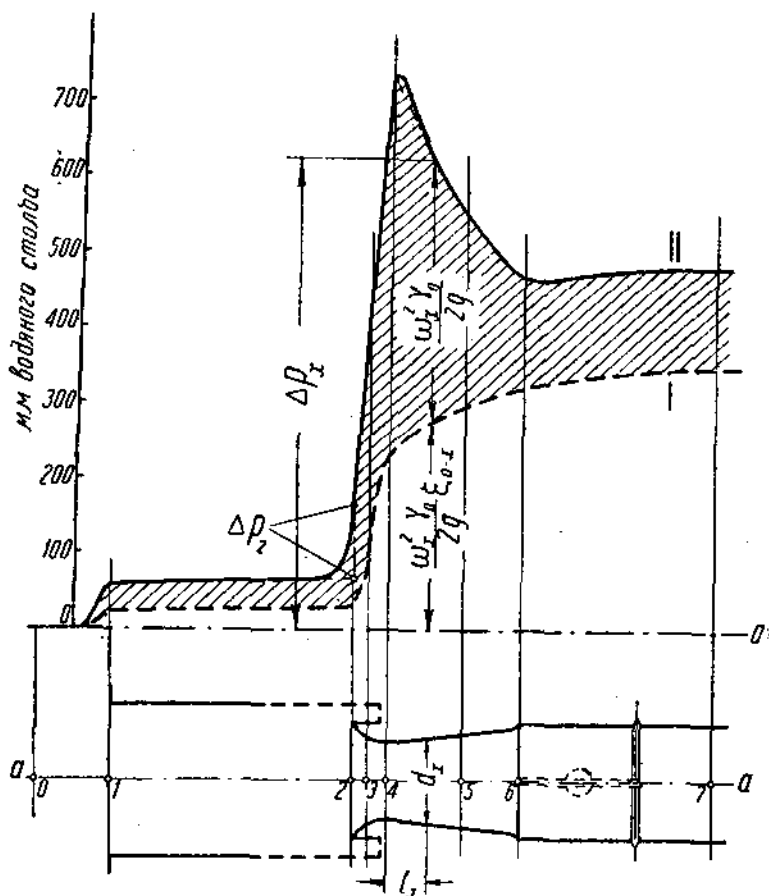
1. В нижней части фигуры проводится горизонтальная ось $a-a$.

2. На левом конце оси отмечается произвольная нулевая точка, и от нее вправо откладываются последовательно точки 1, 2, 3 и т. д. на расстояниях $l_x = l_1 = 20$ мм; $l_x = l_2 = 65$ мм; $l_x = l_3 = 4$ мм и т. д.

Таблица 7

В сужающейся части диффузора	В горловине диффузора	Расшир. часть диффузора	При выходе из диффузора	За карбюратором	Размерность	Примечание
3	4	5	6	7		
4	5	20	16	50	мм	} Найдено обмером карбюратора
24,5	21,4	25,5	30	30	мм	
4,71	3,6	5,1	7,06	7,06	см ²	Вычислено по d_x
70	92	65	47,4	47,4	м/сек	Вычислено
298	568	256	136	136	мм вод. ст.	Вычислено
0,8	0,41	1,16	2,35	2,5	—	Найдено экспериментально
90	233	295	320	340	мм вод. ст.	Вычислено
396	728	551	456	476	мм вод. ст.	Вычислено

3. Через указанные точки 1, 2, 3 и т. д. проводятся перпендикуляры к оси $a-a$ и на них откладываются в обе стороны от оси $a-a$ полу диаметры $1/2 d_x$ соответствующих сечений. По полученным таким образом точкам строится схема развернутого карбюратора. Здесь необходимо отметить, что на участке между сечениями 1 и 2 воздушный поток карбюратора поворачивается на 90° (фиг. 12), на схеме же фиг. 22 он изображен в виде прямого цилиндра и по-



Фиг. 22. Эпюра разрежений по длине главного воздушного потока карбюратора при его работе на полном дросселе.

тому вычерчен пунктиром. Кроме того в сечении 2 карбюратора канал имеет два проходных сечения: первое соответствует диаметру воздушного патрубка, подводящего воздух к диффузору (на схеме фиг. 22 он принят равным диаметру сечения 1); второе сечение соответствует диаметру отверстия при входе в диффузор. Поэтому в таблице в графе сечения 2 отмечено два диаметра $d_x^2 = 40/30$ и для обоих диаметров сделаны все вычис-

ления: $f_2 = 12,2/7,06$; $w_2 = 26,3/47,4$; $\frac{w_2^2 \gamma_0}{2g} = 42/136$; соответственно этому дано двойное значение коэффициенту потери $\xi_{0-2} = 0,73/0,41$ и вычислены двойные значения величины $\frac{w_2^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-2} = 30,5/30,5$ и разрежения $\Delta p_x = 72,5/166,5$ мм вод. ст.

На схеме фиг. 22 пунктиром нанесено положение дроссельной заслонки.

4. Далее, на некотором произвольном расстоянии от оси $a-a$ параллельно ей проводится ось $o-o$.

5. После этого выбирается масштаб для разрежений в мм вод. ст. и наносится на перпендикуляр, проведенный через нулевую точку оси $a-a$. За нулевую точку разрежений принимается ось $o-o$.

6. Далее на перпендикулярах к оси $a-a$, проведенных через точки 1, 2, 3 и т. д. для каждого сечения наносятся величины разрежений $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ и Δp_x в мм вод. ст.

7. Через нанесенные точки проводятся две плавных кривых (фиг. 22); одна пунктирная I, соответствующая величине $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ потери энергии; другая сплошная — II, соответствующая разрежению Δp_x в любом сечении канала карбюратора.

Нужно заметить, что при проведении округленных кривых через отложенные точки, нужно учитывать форму воздушного потока в канале карбюратора. При входе в карбюратор и в диффузор (сечение 1 и 2) поток начинает сжиматься на некотором расстоянии от этих сечений, поэтому при входе в эти сечения кривые должны иметь некоторое скругление, как указано на фиг. 22. В горловине диффузора в сечении 4 вместо острого перегиба кривой должно быть сделано плавное скругление, слегка вынесенное в сторону сечения 5, как это указано на фиг. 22, так как наиболее сжатое место потока имеет место не в горловине, а на некотором от нее расстоянии (см. сечение X—X на фиг. 19₂).

Рассматривая эпюру разрежений фиг. 22, можно заметить следующие свойства главного воздушного потока карбюратора.

1. Пунктирная кривая I соответствует потерям $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi$ живой силы при прохождении воздуха по каналу карбюратора. Эти потери все время возрастают, так как кривая I все время, в большей или меньшей степени, поднимается вверх, между тем как коэффициент потери на некоторых участках то увеличивается, то уменьшается. Например (см. табл. 7) в сечении I $\xi_{0-1} = 0,58$, а в сечении 3 $\xi_{0-3} = 0,3$. Чем круче поднимается пунктирная кривая I, тем быстрее на этом участке возрастают потери энергии.

2. Сплошная кривая II соответствует изменению разрежений Δp_x в разных сечениях канала карбюратора. Характер этой кривой обусловлен изменением двух величин: потери живой силы $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ и живой силой потока $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ и определяется как сумма этих величин, что следует из уравнения (14). Поэтому отрезки ординат между

кривую II и кривую I дают величину живой силы потока $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ (на фиг. 22 область, соответствующая живой силе потока, заштрихована).

3. Характер изменения живой силы потока $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ зависит от изменения проходных сечений канала: чем уже сечение, тем больше скорость (см. уравнения 10 и 12) и тем больше живая сила $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$.

4. При входе воздуха в диффузор на участке между сечениями 2 и 4, канал суживается и живая сила потока возрастает (расстояние между кривыми I и II увеличивается). Здесь увеличение живой силы воздуха происходит за счет увеличения разрежения Δp_x . На участке между сечениями 4 и 6 канал расширяется и живая сила потока уменьшается (расстояние между кривыми I и II уменьшается). Соответственно этому разрежение падает. На этом участке воздух движется „по инерции“ от большего разрежения к меньшему.

В то время как расширяющиеся стенки канала оказывают на поток „затормаживающее“ действие и уменьшают скорость воздуха, уменьшение живой силы потока снова вызывает увеличение давления, т. е. происходит уменьшение разрежения.

§ 12. Изменение разрежений при изменении расхода воздуха в карбюраторе при неизменном положении дросселя

При изменении числа оборотов двигателя при неизменном положении дросселя карбюратора расход воздуха в карбюраторе изменяется. При этом изменяются разрежения во всех сечениях карбюратора. Существуют следующие простые соотношения, позволяющие быстро определить изменения разрежений в канале главного воздушного потока карбюратора при разных расходах воздуха.

При любом расходе воздуха — G , скорость воздуха в некотором сечении $X-X$ канала карбюратора выражается уравнением (10):

$$w_x = 2,78 \frac{G_x}{\gamma_x f_x},$$

а разрежение в том же сечении $X-X$ — уравнением (14)

$$\Delta p_x = \frac{w_x^2 \gamma_x}{2g} + \frac{w_x \gamma_x}{2g} \epsilon_{0-x}$$

или подставляя сюда значение скорости w_x и приравнявая коэффициент размерности 2,78 единице:

$$\Delta p_x = \frac{G_x^2}{\gamma_x^2 f_x^2 2g} + \frac{G_x^2}{\gamma_x f_x^2 2g} \epsilon_{0-x} = \frac{G_x^2}{\gamma_x^2 f_x^2 2g} (1 + \epsilon_{0-x}) \quad (14')$$

Считая удельный вес воздуха в сечении $X-X$ равным удельному весу наружного воздуха (т. е. $\gamma_x = \gamma_0$), для двух расходов воздуха G_x' и G_x'' в одном и том же сечении $X-X$ карбюратора, разрежения $\Delta p_x'$ и $\Delta p_x''$ будут:

при расходе G_x' —

$$\Delta p_x' = \frac{G_x'^2}{\gamma_0^2 f_x^2 2g} (1 + \epsilon_{0-x})$$

и при расходе G_g'' —

$$\Delta p_x'' = \frac{G_g''^2}{\gamma_0 f_x^2 2g} (1 + \xi_{0-x}'').$$

Отношение разрежений при обоих расходах G_g' и G_g'' будет:

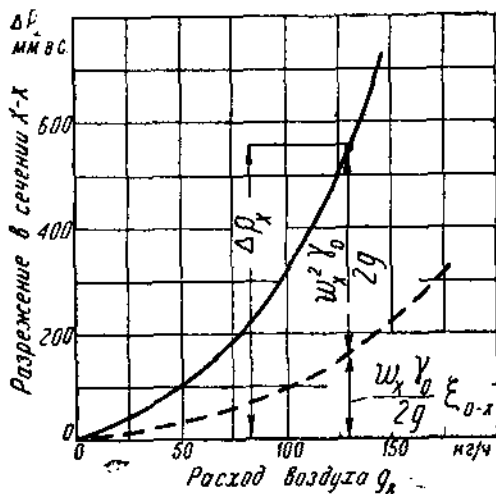
$$\frac{\Delta p_x'}{\Delta p_x''} = \frac{G_g'^2 (1 + \xi_{0-x}')}{\gamma_0 2g f_x^2} \frac{\gamma_0 f_x^2 2g}{G_g''^2 (1 + \xi_{0-x}'')} = \frac{G_g'^2}{G_g''^2} \frac{1 + \xi_{0-x}'}{1 + \xi_{0-x}''}.$$

Во многих случаях работы карбюратора можно считать, что $\xi_{0-x}' = \xi_{0-x}'' = \text{const}$, тогда:

$$\frac{\Delta p_x'}{\Delta p_x''} = \frac{G_g'^2}{G_g''^2} \quad (15)$$

разрежение в любом сечении $X-X$ карбюратора изменяется пропорционально второй степени от расхода воздуха, если при этом не изменяются коэффициент потери ξ_{0-x} и удельный вес воздуха. В действительности же при сильных изменениях расхода воздуха происходит некоторое изменение этих величин, но вопрос этот будет разобран ниже.

Совершенно аналогичные выводы можно сделать и для величины $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ живой силы в сечении $X-X$ карбюратора и величины $\frac{w_x^2 \gamma_0 \xi_{0-x}}{2g}$ потери живой силы в том же сечении $X-X$. Таким образом изменение разрежения Δp_x и составляющих его факторов $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ и $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ при изменениях расхода воздуха G_g для любого сечения $X-X$ воздушного канала карбюратора может быть выражено диаграммой фиг. 23.



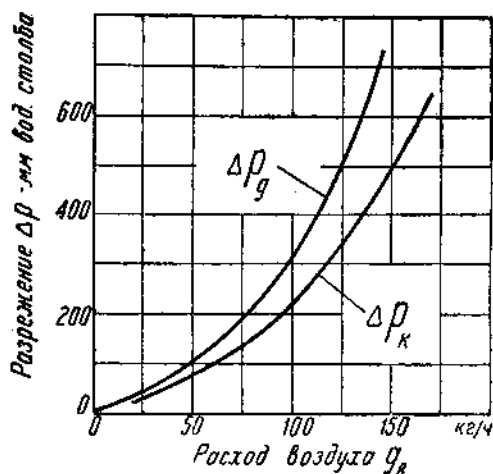
Фиг. 23. Изменение разрежений в произвольном сечении $X-X$ карбюратора при неизменном положении дросселя.

На фиг. 24 дана диаграмма изменения разрежений с изменением расхода воздуха в двух сечениях воздушного потока карбюратора: в горловине диффузора Δp_d и за дросселем карбюратора Δp_k при неизменном положении дросселя. Разрежение Δp_d соответствует сечению 4, а разрежение Δp_k сечению 7 фиг. 22.

Фиг. 24 а дает характер изменения разрежений Δp_d и Δp_k с изменением расхода воздуха. Характер этих кривых соответствует фиг. 23 и уравнению (15).

Фиг. 24 б дает изменение разрежений Δp_d и Δp_k по одному из этих разрежений Δp_k . Эта диаграмма указывает, что изменение разрежений связано прямолинейной зависимостью, т. е., что отношение $\Delta p_d / \Delta p_k$ при изменении расхода воздуха остается неизменным.

Разрежения Δp_x , $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g}$ и $\frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_{0-x}$ во всех сечениях воздушного канала карбюратора изменяются по одному и тому же закону пропорционально квадрату расхода воздуха (см. уравнение 15), и постоянство отношений $\Delta p_1/\Delta p_2$ между отдельными сечениями потока (фиг. 24б) при разных расходах воздуха указывает на тот факт, что при неизменном положении дросселя и при разных расходах воздуха (при разных оборотах двигателя) характер эпюры разрежений (фиг. 22) не изменяется, изменяется лишь абсолютное значение разрежений.

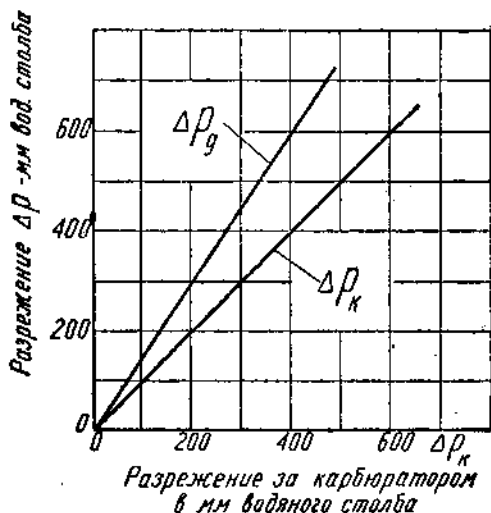


§ 13. Изменение разрежения за карбюратором и расхода воздуха при дросселировании двигателя

С прикрытием дросселя карбюратора расход воздуха уменьшается, и падают разрежения во всех сечениях карбюратора, лежащих перед дросселем. Однако при этом за дросселем карбюратора во всасывающей трубе двигателя разрежение увеличивается.

Зависимость между расходом воздуха при дросселировании двигателя и разрежением за карбюратором может быть найдена на основании следующих рассуждений.

При постоянных оборотах двигателя объем, описанный поршнями, остается неизменным при любом положении дросселя карбюратора, следовательно, при любом положении дросселя в цилиндр двигателя засасывается один и тот же объем воздуха. Однако удельный вес этого воздуха с прикрытием дросселя изменяется. При работе на полном дросселе во всасывающей трубе двигателя имеют место малые разрежения, т. е. давления за карбюратором сравнительно велики, с прикрытием дросселя разрежения за карбюратором уве-



Фиг. 24. Изменение разрежений в диффузоре и за карбюратором при изменении расхода воздуха на полном дросселе.

ратора, следовательно, при любом положении дросселя в цилиндр двигателя засасывается один и тот же объем воздуха. Однако удельный вес этого воздуха с прикрытием дросселя изменяется. При работе на полном дросселе во всасывающей трубе двигателя имеют место малые разрежения, т. е. давления за карбюратором сравнительно велики, с прикрытием дросселя разрежения за карбюратором уве-

личиваются, т. е. давления во всасывающей трубе падают, при этом протекающий через карбюратор воздух расширяется, и его удельный вес уменьшается.

Если обозначить расходы воздуха, разрежения и абсолютные давления во всасывающей трубе двигателя на полном дросселе индексом $n\delta$, а при некотором прикрытии дросселя индексом x , то, на основании вышеизложенного, можно написать следующие соотношения. Объемный расход воздуха, засосанного поршнями, остается неизменным при любом положении дросселя:

$$Q_x = Q_{n.\delta} = \text{const} = Q.$$

Удельный вес воздуха во всасывающей трубе двигателя может быть на основании характеристического уравнения найден для работы на полном дросселе при разрежении $\Delta p_{n.\delta} = p_0 - p_{n.\delta}$ (где p_0 — давление наружного воздуха, а $p_{n.\delta}$ — абсолютное давление во всасывающей трубе) и температуре $t_{n.\delta}^{\circ}\text{C}$ из выражения:

$$\gamma_{n.\delta} = \frac{p_{n.\delta}}{R_{n.\delta}(273 + t_{n.\delta})}.$$

При этом весовой расход воздуха $G_{n.\delta} = Q\gamma_{n.\delta}$. На основании того же характеристического уравнения удельный вес воздуха во всасывающей трубе двигателя при некотором положении дросселя при разрежении $\Delta p_x = p_0 - p_x$ и температуре $t_x^{\circ}\text{C}$ выразится так:

$$\gamma_x = \frac{p_x}{R_x(273 + t_x)}.$$

При этом весовой расход воздуха: $G_x = Q\gamma_x$.

Отношение весового расхода воздуха при дросселировании до положения дросселя x к весовому расходу воздуха на полном дросселе будет:

$$\frac{G_x}{G_{n.\delta}} = \frac{Q\gamma_x}{Q\gamma_{n.\delta}} = \frac{p_x(273 + t_{n.\delta})R_{n.\delta}}{p_{n.\delta}(273 + t_x)R_x}.$$

Если пренебречь изменением температурных условий: $t_{n.\delta} = t_x$ и считать, что газовые постоянные на полном дросселе $R_{n.\delta}$ и при положении x — дросселя — R_x равны: $R_{n.\delta} = R_x$, то отношение весовых расходов будет прямо пропорционально абсолютным давлениям:

$$\frac{G_x}{G_{n.\delta}} = \frac{p_x}{p_{n.\delta}} \text{ или } = \frac{p_0 - \Delta}{p_0 - \Delta p_{n.\delta}} \quad (16'')$$

Однако опыт показывает, что это соотношение справедливо лишь при не очень значительных прикрытиях дросселя, когда разрежения за карбюратором невелики. Из уравнения (16'') следует, что при $\Delta p_x = p_0$ весовой расход $G_x = 0$, так как $G_{n.\delta} > 0$ и $p_0 - p_{n.\delta} > 0$, т. е. когда разрежение во всасывающей трубе Δp_x станет равным наружному давлению p_0 (т. е. при абсолютном вакууме во всасывающей трубе), весовой расход воздуха в карбюраторе станет равным нулю.

Между тем, в действительности, весовой расход воздуха становится равным нулю при разрежениях гораздо более низких, чем это следует из уравнения (16").

Обозначим это наибольшее разрежение за карбюратором, при котором весовой расход воздуха становится равным нулю, через $\Delta p_{k \max}$ и подставим его вместо наружного давления p_0 в уравнение (16'), тогда получим:

$$\frac{G_{ex}}{G_{e, n}} = \frac{\Delta p_{k \max} - \Delta p_{xx}}{\Delta p_{k \max} - \Delta p_{k, n, d}} \quad (16')$$

Это уравнение указывает, что при разрежении за карбюратором $\Delta p_{kx} = \Delta p_{k \max}$ расход воздуха $G_{ex} = 0$, так как $G_{e, n, d} > 0$ и $\Delta p_{k \max} - \Delta p_{k, n, d} > 0$.

Таким образом, если полностью закрыть дроссель карбюратора, то расход воздуха станет равным нулю и, естественно, двигатель перестанет работать; для того же, чтобы двигатель продолжал вращаться с неизменными оборотами, его нужно вращать посторонним двигателем, например электромотором. Разрежение во всасывающей трубе при этом будет наибольшим ($\Delta p_{kx} = \Delta p_{k \max}$), однако абсолютного вакуума при этом не получится ($\Delta p_{k \max} < p_0$). Это объясняется расширением при всасывании газов, заключенных в конце хода выхлопа в объеме камеры сгорания, некоторыми подсосами постороннего воздуха через неплотности цилиндра и, наконец, обратным подсосом воздуха через выхлопной клапан, который имеет место при сильных разрежениях в цилиндре.

Уравнение (16') представляет собой прямую линию, выражающую зависимость изменения разрежения за карбюратором по расходу воздуха при дросселировании двигателя при неизменных оборотах ($n = \text{const}$).

На фиг. 25 дана диаграмма изменения разрежения за карбюратором по расходу воздуха при дросселировании двигателя при постоянных оборотах. Здесь расход воздуха выражен в процентах от расхода воздуха на полном дросселе, а разрежения в мм рт. ст.

Три вертикальных ординаты фиг. 25 соответствуют трем предельным случаям дросселирования: А — работе на полном дросселе при расходе воздуха — $G_{e, n, d} = 100\%$; Б — вращению двигателя от постороннего источника энергии при полностью закрытом дросселе, когда $G_{ex} = 0$; В — работе двигателя на холостом ходу при расходе воздуха $G_{ex} = G_{exx}$.

Всякое другое положение дросселя выражено координатами G_e и Δp_k .

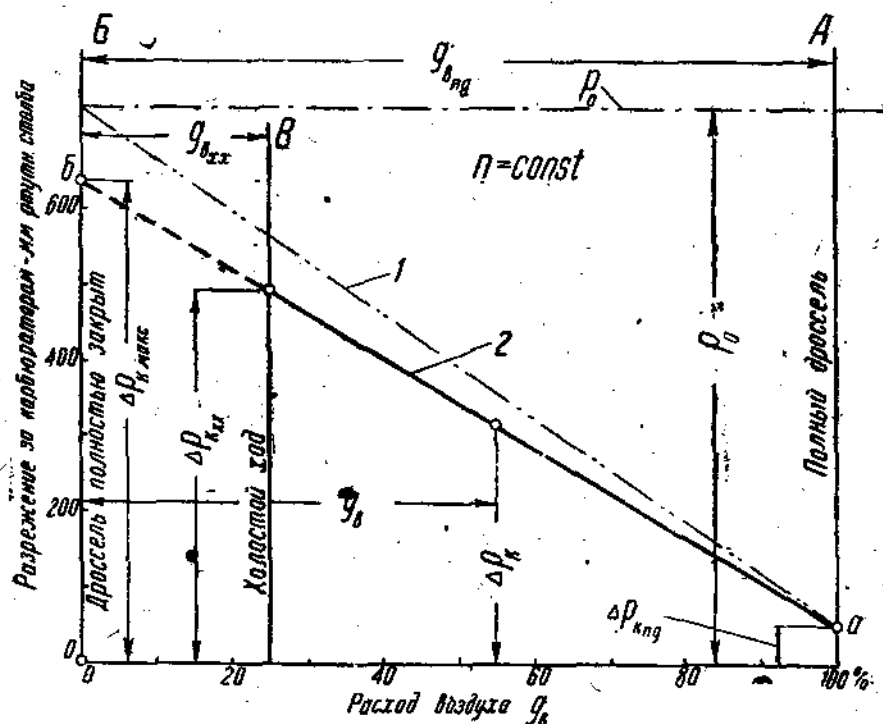
Верхняя горизонтальная прямая, проведенная через 735 мм рт. ст., соответствует наружному давлению p_0 .

При изменении разрежения за карбюратором при дросселировании по уравнению (16") зависимость разрежения от расхода воздуха выразилась бы прямою 1. Между тем в действительности изменение разрежения происходит по уравнению (16') и выражается прямой 2. Разрежения, соответствующие этой прямой, на полном дросселе, т. е. при $G_e = G_{e, n, d}$ будут $\Delta p_k = \Delta p_{k, n, d}$; при полно-

стью закрытом дросселе, т. е. при $G=0$, будут $\Delta p_k = \Delta p_{k \max}$ и меньше чем p_0 ; при работе на холостом ходу, т. е. при $G_a = G_{a \text{ хол}}$, разрежения будут $\Delta p_k = \Delta p_{k \text{ хол}}$.

Обычно наибольшее разрежение $\Delta p_{k \max}$ бывает трудно измерить на двигателе и зависимость разрежения за карбюратором удобнее выражать не через $\Delta p_{k \max}$, а через $\Delta p_{k \text{ хол}}$. В этом случае вместо уравнения (16') удобнее пользоваться аналогичным уравнением:

$$G_a = G_{a \text{ хол}} \frac{\Delta p_{k \text{ хол}} - \Delta p_k}{\Delta p_{k \text{ хол}} - \Delta p_{k \text{ н.д.}}} \quad (16)$$

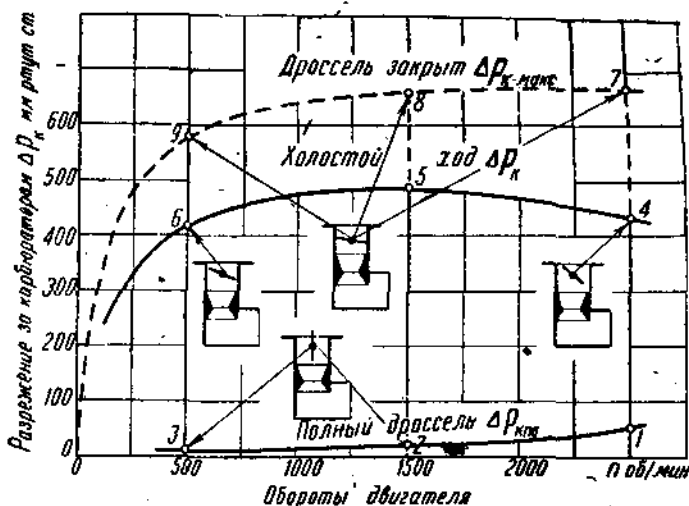


Фиг. 25. Изменение разрежений за карбюратором по расходу воздуха при дросселировании двигателя.

Величина разрежения $\Delta p_{k \text{ н.д.}}$ на полном дросселе обусловлена соотношением между размерами двигателя и размерами карбюратора и увеличивается с увеличением оборотов двигателя. Величина наибольшего разрежения — $\Delta p_{k \max}$ зависит от конструкции двигателя, от герметичности всасывающей системы и увеличивается с оборотами двигателя. Кроме того, на эту величину оказывает большое влияние наличие жидкого топлива во всасывающей трубе двигателя. Например, заливка топливом всасывающей трубы резко понижает это разрежение, так как залитое топливо, попадая в разреженное пространство, испаряется и выделяющиеся при этом пары заполняют объем трубы, уменьшая разрежение.

Величина разрежения $\Delta p_{\kappa, \kappa}$ на холостом ходу обуславливается степенью открытия дросселя, необходимой для того, чтобы создать нужный для холостого хода расход воздуха. Чем меньше работа трения двигателя на холостом ходу и чем выгоднее состав смеси, тем меньше должен быть расход воздуха на холостом ходу и тем сильнее должен быть прикрыт дроссель и тем выше будет разрежение $\Delta p_{\kappa, \kappa}$ на холостом ходу.

Так как с увеличением оборотов мощность трения двигателя возрастает, то количество воздуха, необходимое для осуществления работы холостого хода, с возрастанием оборотов увеличивается, причем увеличивается и степень открытия дросселя, разрежение же $\Delta p_{\kappa, \kappa}$ при этом падает.



Фиг. 26. Изменение разрежений за карбюратором по оборотам двигателя.

На фиг. 26 дана диаграмма изменения разрежений $\Delta p_{\kappa, \kappa}$, $\Delta p_{\kappa, \kappa}$ по оборотам автодвигателя, полученная опытным путем. По абсциссам отложены обороты двигателя, а по ординатам — соответствующие разрежения за карбюратором в мм рт.ст.

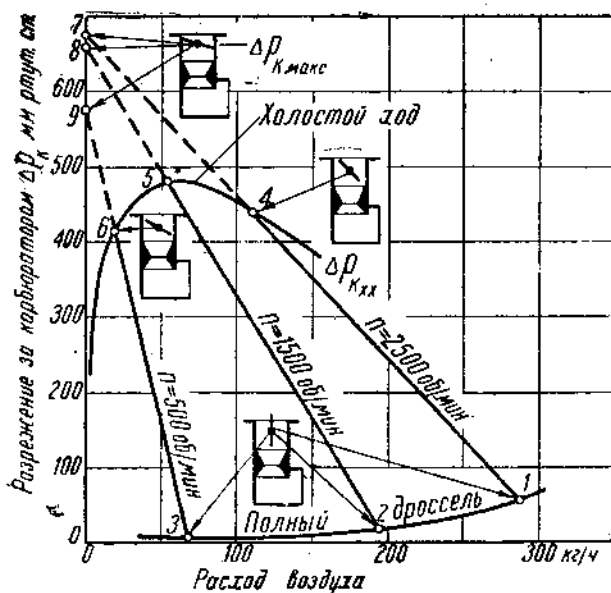
На фигуре даны три кривые. Кривая 1—2—3 получена при работе на полном дросселе. Каждая точка этой кривой соответствует ординате А (фиг. 25).

Кривая 7—8—9 получена при вращении двигателя при полностью закрытом дросселе. Каждая точка этой кривой соответствует ординате В (фиг. 25).

Наконец, кривая 4—5—6 получена при работе двигателя вхолостую при разных степенях открытия дросселя (чем выше обороты двигателя, тем сильнее открыт дроссель карбюратора). Каждая точка этой кривой соответствует ординате В (фиг. 25).

На фиг. 27 для того же двигателя, что на фиг. 25, построена диаграмма разрежений с той лишь разницей, что здесь расход воздуха выражен в кг/час, а не в процентах. Кроме того, здесь построены три прямые, соответствующие $n=2500$, $n=1500$ и $n=500$ об/мин, в то время как на фиг. 25 построена лишь одна прямая, соответствующая лишь одному неизменному числу оборотов двигателя.

На фиг. 27 точки 1—2—3, соответствующие работе двигателя на полном дросселе, и точки 4—5—6, соответствующие холостому ходу двигателя, соединены кривыми. Эти кривые 1—2—3 и 4—5—6 тождественны кривым 1—2—3 и 4—5—6 фиг. 26. Точки 7—8—9 фиг. 27 лежат на одной ординате и соответствуют кривой 7—8—9 фиг. 26.



Фиг. 27. Изменение разрежений за карбюратором по расходу воздуха при дросселировании двигателя на $n = 2500$ об/мин, $n = 1500$ об/мин, $n = 500$ об/мин.

Таким образом, если известно разрежение за карбюратором на полном дросселе, и на холостом ходу и расход воздуха на полном дросселе, то эпюра разрежений по длине канала главного воздушного потока карбюратора легко может быть построена при любой степени дросселирования при постоянных оборотах двигателя.

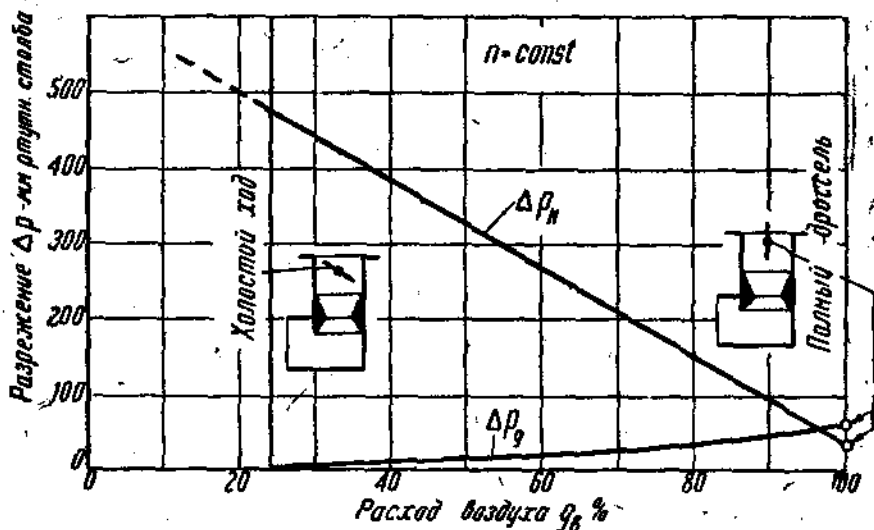
Для этого нужно сделать следующие предварительные вычисления.

Предположим, что при некотором числе оборотов двигателя расход воздуха на полном дросселе $G_{p.d} = 143$ кг/час. При этом разрежение за карбюратором $\Delta p_k = 476$ мм вод. ст. Предположим далее, что разрежение за карбюратором при работе двигателя на холостом ходу при тех же оборотах $\Delta p_{k.x} = 470$ мм рт. ст. или $\Delta p_{k.x} = 470 \cdot 13,6 = 6400$ мм вод. ст.

Требуется построить эпюру разрежений для задресселированного карбюратора при $\Delta p_k = 1600$ мм вод. ст. По уравнению (16) легко подсчитать соответствующий расход воздуха:

$$G_s = G_{s.n.o} \frac{\Delta p_{k.x} - p_k}{\Delta p_{k.x} - \Delta p_{k.n.o}} = 143 \frac{6400 - 1600}{6400 - 476} = 116 \text{ кг/час.}$$

Теперь нетрудно подсчитать разрежения в разных сечениях карбюратора. При этом за дросселем карбюратора разрежение будет $\Delta p_k = 1600$ мм вод. ст. Во всех же сечениях перед дросселем разрежения изменяются, согласно уравнению (15), т. е. пропорционально квадрату расхода воздуха. Например, если разре-



Фиг. 28. Диаграмма изменения разрежения в диффузоре карбюратора при дросселировании двигателя при постоянных оборотах.

жение в диффузоре при работе на полном дросселе было $\Delta p_{d.k.o} = 728$ мм вод. ст., то при дросселировании это разрежение будет меньше (см. уравнение 15):

$$\Delta p_d = \Delta p_{d.k.o} \left(\frac{G_s}{G_{s.n.o}} \right)^2 = 728 \left(\frac{116}{143} \right)^2 = 476 \text{ мм вод. ст.}$$

На фиг. 28 даны диаграммы изменения разрежения Δp_k — за карбюратором и Δp_d — диффузоре карбюратора при дросселировании двигателя при постоянных оборотах.

Диаграмма разрежений построена по расходу воздуха, причем расход воздуха выражен в процентах от расхода на полном дросселе. Как видно при дросселировании разрежение в диффузоре убывает по закону квадратной параболы (см. уравнение 15), а разрежение за карбюратором Δp_k — возрастает по прямой линии (уравнение 16).

§ 14. Влияние разрежения за карбюратором на мощность двигателя

При дросселировании уменьшается количество воздуха и топлива, поступающего в цилиндры двигателя, и увеличивается разрежение за дросселем карбюратора. При этом уменьшается положительная и увеличивается отрицательная площади индикаторной диаграммы (фиг. 29). При неизменных оборотах двигателя, составе смеси и условиях ее сгорания расход воздуха пропорционален положительной площади индикаторной диаграммы.

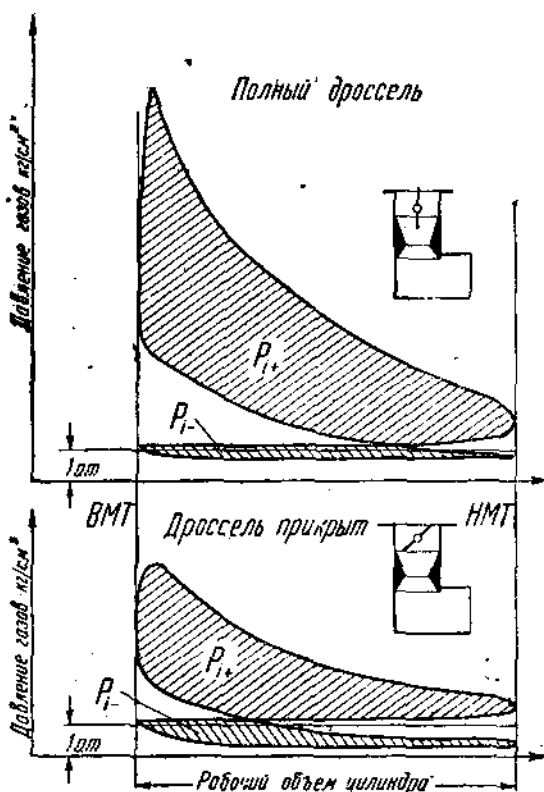
При принятом (на стр. 11) определении индикаторной мощности:

$$N_i = \frac{p_i V_h \cdot n}{225 \cdot \tau} \text{ ср. индикаторное давление равно: } p_i = p_{i+} - p_{i-}$$

и расход воздуха, при дросселировании, убывает медленнее, чем индикаторная мощность. Можно представить себе двигатель задресселированным до такой степени, когда $p_{i+} = p_{i-}$ и $N_i = 0$ (фиг. 29), т. е., что индикаторная мощность равна нулю, так как положительная площадь индикаторной диаграммы p_{i+} равна отрицательной ее площади p_{i-} . В то же время расход воздуха и топлива не равен нулю и затрачивается на совершение положительной работы газов в цилиндре.

Эффективная мощность убывает еще быстрее, чем индикаторная, так как при работе на холостом ходу, когда $N_e = 0$, расход воздуха и топлива должен обеспечивать нужную положительную работу газов в цилиндре, которая целиком тратится для совершения отрицательных работ: работы трения двигателя и отрицательной работы индикаторной диаграммы.

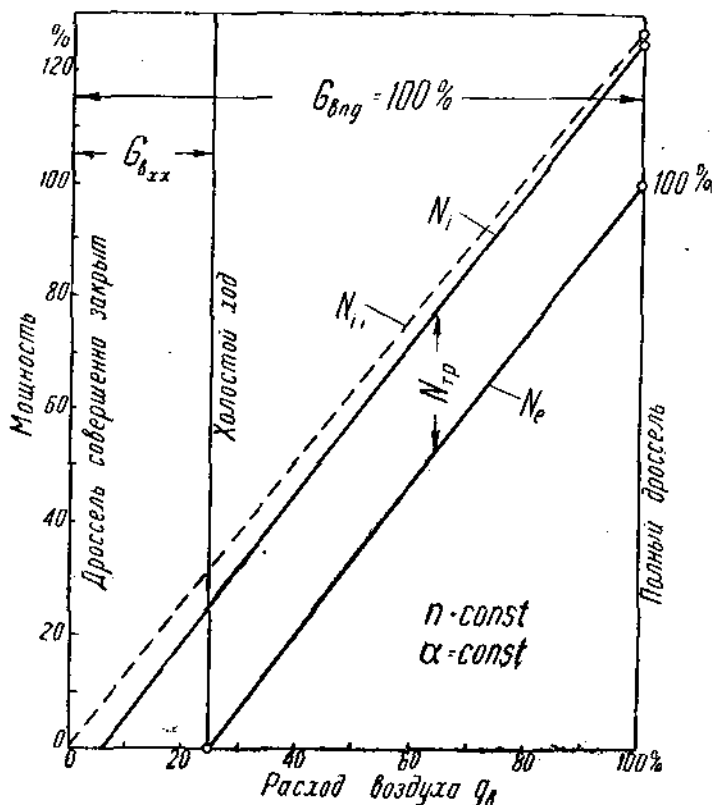
Диаграмма фиг. 30 изображает изменение мощности двигателя по расходу воздуха при дросселировании его при неизменных оборотах, при неизменном составе рабочей смеси и при неизменных условиях сгорания.



Фиг. 29. Индикаторная диаграмма на полном дросселе и при дросселировании.

На диаграмме по абсциссам отложен расход воздуха в процентах от расхода на полном дросселе. Работе на полном дросселе соответствует $G_s = 100\%$, а при полностью закрытом дросселе $G_s = 0\%$. На холостом ходу двигателя, когда $N_e = 0$, расход воздуха равен расходу воздуха холостого хода $G_s = G_{s.x.x.}$

Эффективная и индикаторная мощности двигателя отложены по ординатам и выражены в процентах от эффективной мощности на



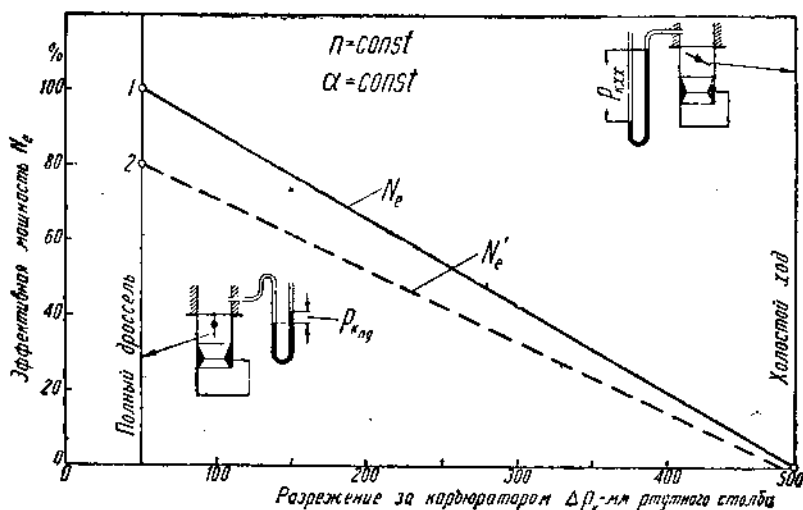
Фиг. 30. Зависимость мощности от расхода воздуха при дросселировании.

полном дросселе так, что на полном дросселе эффективная мощность $N_e = N_{e.n.d} = 100\%$, а индикаторная — $N_i > 100\%$.

Разница ординат $N_i = N_e$ соответствует работе трения $N_{тр}$, которая при дросселировании принята неизменной. На этой же диаграмме построена прямая N_{i+} , соответствующая мощности пропорциональной положительной площади индикаторной диаграммы — p_{i+} (фиг. 29).

В других случаях работу, соответствующую отрицательной площади индикаторной диаграммы p_{i-} (фиг. 29) относят к работе трения $N_{тр}$ и под индикаторной мощностью понимают ту мощность, которую мы обозначаем индексом N_{i+} . При таком способе

определения можно считать, что расход воздуха прямо пропорционален индикаторной мощности (см. пунктирную прямую фиг. 30). При этом способе определения индикаторной мощности работа трения будет соответствовать разнице ординат $N_{i+} - N_e$. Так как при постоянных оборотах двигателя, при постоянном составе смеси и при постоянных условиях сгорания эффективная мощность N_e связана с расходом воздуха прямолинейной зависимостью (фиг. 30), расход же воздуха связан с разрежением за карбюратором тоже прямолинейной зависимостью (фиг. 25), то зависимость мощности от разрежения за карбюратором тоже выразится прямой линией, и она легко может быть построена на основании диаграмм фиг. 25 и 30.



Фиг. 31. Диаграмма изменения эффективной мощности двигателя по разрежению за карбюратором при дросселировании.

На фиг. 31 дана диаграмма изменения эффективной мощности двигателя по разрежению за карбюратором при постоянных оборотах двигателя, при постоянном составе смеси и при постоянных условиях ее сгорания.

По абсциссам отложены разрежения за карбюратором Δp_k в мм рт. ст., а по ординатам — эффективная мощность двигателя N_e в процентах от мощности при работе на полном дросселе.

При построении диаграммы фиг. 31 использованы диаграммы фиг. 25 и 30, причем предположено, что эти обе диаграммы построены для одного и того же двигателя при одних и тех же оборотах.

Прямая N_e фиг. 31 соответствует изменению эффективной мощности двигателя при изменении разрежения за карбюратором, при неизменных оборотах, при неизменном составе смеси и при неизменных условиях сгорания.

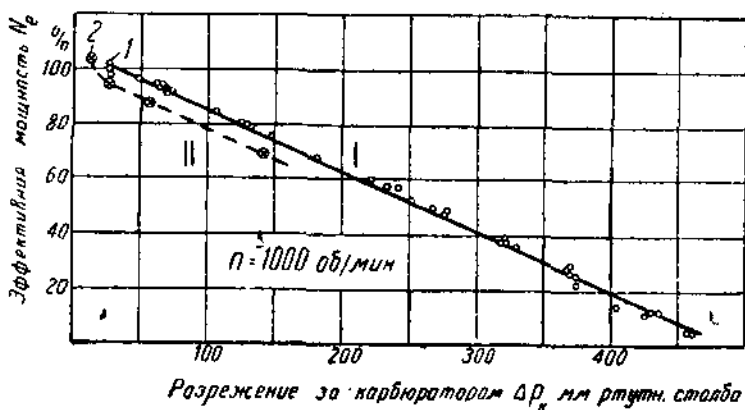
Если при дросселировании состав смеси не остается постоянным, то прямолинейность закона изменения N_e по Δp_k тоже нарушается.

Это становится ясным из следующих рассуждений.

Предположим, что прямая N_e (фиг. 31) получена при богатой смеси при $\alpha=0,8$ и при выгодных условиях сгорания.

Предположим теперь, что карбюратор перерегулировали на более бедную смесь $\alpha=1,1$ или ухудшились условия сгорания.

Вследствие обеднения смеси на полном дросселе, двигатель при $\alpha=1,1$ будет развивать меньшую мощность, чем он развивал при $\alpha=0,8$, и мощность двигателя на полном дросселе, т. е. при том же Δp_k , будет меньше. На диаграмме вместо точки 1, соответствующей $N_e=100\%$, получится точка 2, соответствующая $N_e \approx 82\%$.



Фиг. 32. Изменение мощности двигателя по разрежению за карбюратором.

Если теперь прикрывать дроссель, то при каждом данном его положении, т. е. при каждом данном Δp_k , на более бедных смесях мощности двигателя будут меньше, чем на более богатых, и зависимость изменения мощности двигателя от разрежения за карбюратором выразится пунктирной прямой N_e' .

Прямая N_e' пересекает абсциссу при меньших разрежениях Δp_k , чем прямая N_e . Это указывает на то, что при работе на холостом ходу при новых условиях дроссель должен быть несколько более открыт, чем при условиях работы по прямой N_e .

Приведенное выше явление имеет место в карбюраторах с экономайзером. В этих карбюраторах состав смеси не остается постоянным: при дросселировании на полном дросселе они дают богатую смесь, соответствующую наибольшей мощности, а с прикрытием дросселя смесь обедняется до наибольшей экономичности.

На фиг. 32 дана диаграмма изменения эффективной мощности автодвигателя по разрежению за карбюратором Δp_k при испытании на нем двух разных карбюраторов. Кривая I соответствует карбюратору 1 без экономайзера, а кривая II — другому карбюратору 2 с экономайзером. Как видно, кривая II имеет некоторый прогиб при дросселировании, что объясняется обеднением смеси.

Интересно отметить, что точки 2 кривой II и точки 1 кривой I соответствуют работе карбюраторов на полном дросселе. Между

тем точки 1 лежат левее, чем точки 2. Это указывает на то, что сопротивление карбюратора 1 на полном дросселе больше, чем сопротивление карбюратора 2. С другой стороны, точки 2 карбюратора 2 лежат на продолжении прямой 1, что указывает на тот факт, что состав смеси, даваемой обоими карбюраторами на полном дросселе, примерно одинаков. С прикрытием же дросселя кривая II идет ниже кривой I; это указывает на тот факт, что с прикрытием дросселя карбюратор 2 обедняет смесь, в то время как карбюратор 1 этого обеднения не делает.

На основании вышеизложенного, при неизменных оборотах двигателя, при неизменном составе смеси и при неизменных условиях сгорания, влияние разрежения за карбюратором на эффективную мощность двигателя может быть подсчитано по следующей формуле:

$$N_e = N_{e_{n.d}} \left(\frac{\Delta p_{k_{x.x}} - \Delta p_k}{\Delta p_{k_{x.x}} - \Delta p_{k_{n.d}}} \right). \quad (17)$$

Здесь

$N_{e_{n.d}}$ — эффективная мощность двигателя на полном дросселе в л. с. при разрежении $\Delta p_{k_{n.d}}$ — за карбюратором;

N_e — эффективная мощность двигателя в л. с. (или в процентах от $N_{e_{n.d}} = 100\%$) при разрежении Δp_k — за карбюратором;

$\Delta p_{k_{n.d}}$ — разрежение за карбюратором в мм рт. ст. при работе на полном дросселе;

$\Delta p_{k_{x.x}}$ — разрежение за карбюратором в мм рт. ст. при работе двигателя на холостом ходу;

Δp_k — разрежение за карбюратором в мм рт. ст. при дросселировании.

При пользовании формулой (17) вместо $N_{e_{n.d}}$ и $\Delta p_{k_{n.d}}$ можно брать любую мощность двигателя и соответствующее разрежение за карбюратором при данном числе оборотов и составе смеси.

§ 15. Диффузор карбюратора

Формулы скорости воздуха в горловине диффузора

Разбор эпюры разрежений (фиг. 22) показывает, что наиболее сжатым сечением главного воздушного канала карбюратора при работе на полном дросселе является горловина диффузора. В этом месте получаются наибольшие скорости воздуха и разрежения. Эти скорости и разрежения будут тем больше, чем больше расход воздуха в карбюраторе и чем меньше проходное сечение горловины диффузора.

Так как достаточно высокое разрежение в диффузоре обеспечивает надежную подачу топлива из форсунок, а высокие скорости обеспечивают хорошее распыливание топлива и надежное его испарение, то при практическом разборе явлений карбюрации весьма часто приходится подсчитывать величину средней скорости и среднего разрежения в горловине диффузора.

Величина скорости воздуха в любом сечении X—X воздушного канала карбюратора легко может быть подсчитана по уравне-

нию (10), если известны площадь f_x этого сечения, расход воздуха G_x и его удельный вес γ_x в расчетном сечении. Эта же формула может быть применена и для горловины диффузора. В этом случае расчетное сечение удобнее обозначить через ∂ — ∂ и вместо индекса x в уравнение (10) подставить индекс ∂ , тогда уравнение (10) примет вид:

$$w_{\partial} = 2,78 \frac{G_{\partial}}{\gamma_{\partial} f_{\partial}}. \quad (10)$$

Зависимость же скорости воздуха от разрежения в горловине диффузора может быть найдена на основании уравнения (13).

При этом существуют две формулы для подсчета скорости по разрежению. Первая учитывает изменение удельного веса воздуха при изменении давления в горловине диффузора и изменение внутренней энергии воздуха вследствие его расширения. Вторая формула выводится на основании уравнения (13) в предположении несжимаемости воздуха и в предположении постоянства внутренней энергии.

Формула скорости воздуха с учетом его расширения

Формула для определения скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора с учетом расширения воздуха получается из основного уравнения (13) и (13'):

$$\frac{w_y^2}{2g} + \frac{p_y}{\gamma_y} + U_y = \frac{w_x^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_x} + U_x + \frac{w_x^2}{2g} \xi_{y-x}. \quad (13')$$

Так же, как и при выводе уравнения (14), здесь сечение Y — Y поместим перед карбюратором на таком же от него расстоянии, где скорость воздуха равна нулю, и обозначим его индексом 0—0.

Сечение же X — X отнесем к сечению горловины диффузора и обозначим индексом ∂ — ∂ . В этом случае:

$$w_y = w_0 = 0; \quad \gamma_y = \gamma_0; \quad U_y = U_0; \quad p_y = p_0; \quad w_x = w_{\partial}; \\ \gamma_x = \gamma_{\partial}; \quad U_x = U_{\partial}; \quad p_x = p_{\partial}; \quad \xi_{y-x} = \xi'_{0-\partial},$$

и уравнение (13') перепишется так:

$$\frac{p_0}{\gamma_0} + U_0 = \frac{w_{\partial}^2}{2g} + \frac{p_{\partial}}{\gamma_{\partial}} + U_{\partial} + \frac{w_{\partial}^2}{2g} \xi'_{0-\partial},$$

или

$$\frac{w_{\partial}^2}{2g} (1 + \xi'_{0-\partial}) = \frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_{\partial}}{\gamma_{\partial}} + U_0 - U_{\partial}.$$

Изменение внутренней энергии от U_0 до U_{∂} обусловлено расширением воздуха при истечении в горловину диффузора и зависит от характера истечения. Для случая истечения без теплообмена воздуха со стенкой разность внутренних энергий $U_0 - U_{\partial}$ равна работе адиабатического расширения ΔL_{ad} воздуха при истечении:

$$U_0 - U_{\partial} = \Delta L_{ad} = \frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_{\partial} v_{\partial}) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_{\partial}}{\gamma_{\partial}} \right).$$

Напечатано

Должно быть

стр.
65

Строка
12 сверху

$$\frac{P_0}{\gamma_0^*} + \frac{P_\partial}{\gamma_\partial^*}$$

$$\frac{P_0}{\gamma_0^*} = \frac{P_\partial}{\gamma_\partial^*}$$

где $v_0 = \frac{1}{\gamma_0}$ и $v_\partial = \frac{1}{\gamma_\partial}$ — удельный объем воздуха наружного и в горловине диффузора.

Подставив это значение $U_0 - U_\partial$ в предыдущее уравнение, получим:

$$\frac{w_\partial'^2}{2g} (1 + \xi'_{0-\partial}) = \frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} + \frac{1}{\kappa - 1} \left(\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} \right),$$

вынося за скобки $\frac{1}{\kappa - 1}$:

$$\frac{w_\partial'^2}{2g} (1 + \xi'_{0-\partial}) = \frac{1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} \right) + \left(\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} \right) \kappa - \left(\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} \right) \right],$$

т. е.

$$\frac{w_\partial'^2}{2g} (1 + \xi'_{0-\partial}) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\frac{p_0}{\gamma_0} - \frac{p_\partial}{\gamma_\partial} \right] = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \frac{p_\partial}{p_0} \frac{\gamma_0}{\gamma_\partial} \right].$$

Отношение удельных весов воздуха γ_0/γ_∂ определится по уравнению адиабаты

$$p_0 v_0^\kappa = p_\partial v_\partial^\kappa, \text{ или } \frac{p_0}{\gamma_0^\kappa} = \frac{p_\partial}{\gamma_\partial^\kappa},$$

откуда

$$\gamma_0/\gamma_\partial = (p_0/p_\partial)^{1/\kappa} \quad (18'')$$

и

$$\frac{p_\partial}{p_0} \frac{\gamma_0}{\gamma_\partial} = \frac{p_\partial}{p_0} \left(\frac{p_0}{p_\partial} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa}} \left(\frac{p_0}{p_\partial} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa}} \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}.$$

Таким образом уравнение скорости перепишется так:

$$\frac{w_\partial'^2}{2g} (1 + \xi'_{0-\partial}) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right],$$

отсюда

$$\begin{aligned} w_\partial' &= \sqrt{\frac{2g}{1 + \xi'_{0-\partial}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} = \\ &= \varphi_\partial' \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(\frac{p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}, \end{aligned} \quad (18')$$

где коэффициент

$$\varphi_\partial' = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi'_{0-\partial}}}. \quad (19')$$

В формуле (18') скорость воздуха в горловине диффузора выражена через абсолютное давление p_∂ . Так как при опытах обычно измеряется не абсолютное давление p_∂ , а разрежение Δp_∂ , то полученная формула скорости может быть преобразована так:

$$w_\partial' = \varphi_\partial' \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_\partial}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}. \quad (18)$$

Эта формула для определения скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора так же, как и предыдущая, получается из основных уравнений (13) и (14'). Уравнения (13) и 14') выше были преобразованы в уравнение (14):

$$\Delta p_x = \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} + \frac{w_x^2 \gamma_0}{2g} \xi_0 - x. \quad (14)$$

Путем решения этого уравнения относительно скорости и подстановки вместо индекса x индекса ∂ , соответствующего сечению $\partial - \partial$ горловины диффузора, получается:

$$w_g = \sqrt{2g \frac{\Delta p_\partial}{\gamma_0} \frac{1}{1 + \xi_0 - \partial}}.$$

Выражение $\sqrt{\frac{1}{1 + \xi_0 - \partial}}$ можно заменить коэффициентом φ_∂ , и формула для скорости воздуха может быть переписана так:

$$w_\partial = \sqrt{2g \frac{\Delta p_\partial}{\gamma_0} \frac{1}{1 + \xi_0 - \partial}} = \varphi_\partial \sqrt{2g \frac{\Delta p_\partial}{\gamma_0}}, \quad (20)$$

где

$$\varphi_\partial = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_0 - \partial}}. \quad (19)$$

Сравнивая выражения (18) и (20) для вычисления скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора, можно заметить следующее: формула (20) проще для вычислений, чем формула (18), и при вычислениях по формуле (18) скорости воздуха при одинаковых разрежениях Δp_∂ в диффузоре получаются выше, чем по формуле (20). Это объясняется тем обстоятельством, что при выводе формулы (18) было учтено расширение воздуха при истечении, т. е. уменьшение удельного веса воздуха в горловине диффузора по сравнению с удельным весом наружного воздуха и, кроме того, была учтена адиабатическая работа расширения, которая пошла на увеличение скорости воздуха.

На фиг. 33 дана диаграмма изменения скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора. Кривая нижняя вычислена по формуле (20), а кривая верхняя — по формуле (18).

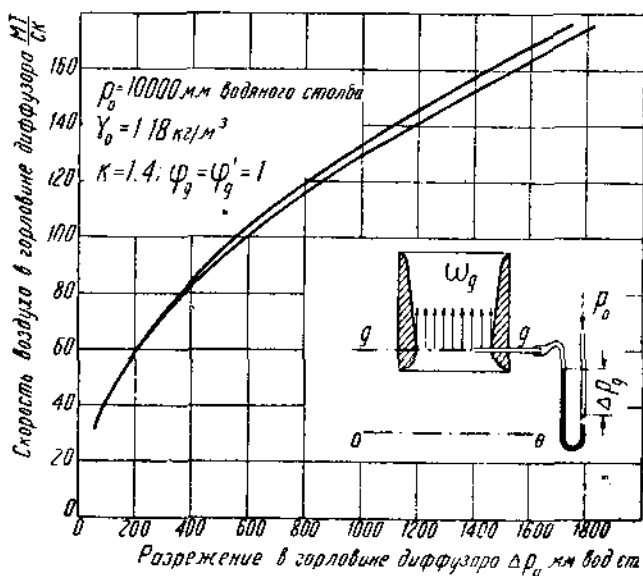
Вычисления сделаны при $p_0 = 10,000$ мм вод. ст., $\kappa = 1,4$, $\varphi_\partial = \varphi'_\partial = 1$.

Как видно, разница между результатами вычислений увеличивается по мере увеличения разрежения Δp_∂ . При небольших разрежениях эта разница незначительна (при разрежениях, меньших 1000 мм вод. ст., эта разница менее 20%).

Для получения одинаковых результатов при вычислениях скорости воздуха по обеим формулам (18) и (20) опытными коэффициентам φ_∂ и φ'_∂ должны быть даны различные значения. Таким образом при определении опытным путем коэффициентов φ_∂ и φ'_∂ нуж-

но учитывать различие в формулах (18) и (20). То же нужно заметить и относительно значения коэффициентов $\xi_{0-\partial}$ и $\xi'_{0-\partial}$ (см. уравнения 19 и 19').

При вычислениях по обеим формулам скорость воздуха при истечении тем выше, чем меньше удельный вес наружного воздуха. Если при одинаковых разрежениях в диффузоре и при прочих равных условиях обозначить скорости воздуха $w_{\partial I}$ и $w'_{\partial I}$ при удельном весе воздуха — γ_{0I} , и скорости $w_{\partial II}$ и $w'_{\partial II}$ при удельном весе воздуха — γ_{0II} , то зависимость скорости от удельного веса воздуха выразится так.



Фиг. 33. Изменение скоростей воздуха по разрежению в горловине диффузора.

Кривая нижняя вычислена по уравнению 20 при $\varphi_{\partial} = 1$.
Кривая верхняя вычислена по уравнению 18 при $\varphi_{\partial} = 1$.

При вычислениях по формуле (18):

$$\frac{w'_{\partial I}}{w'_{\partial II}} = \frac{\varphi'_{\partial} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\gamma_{0I}} \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}{\varphi'_{\partial} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\gamma_{0II}} \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}$$

или

$$\frac{w'_{\partial I}}{w'_{\partial II}} = \sqrt{\frac{\gamma_{0II}}{\gamma_{0I}}} \quad (21')$$

При вычислениях по формуле (20):

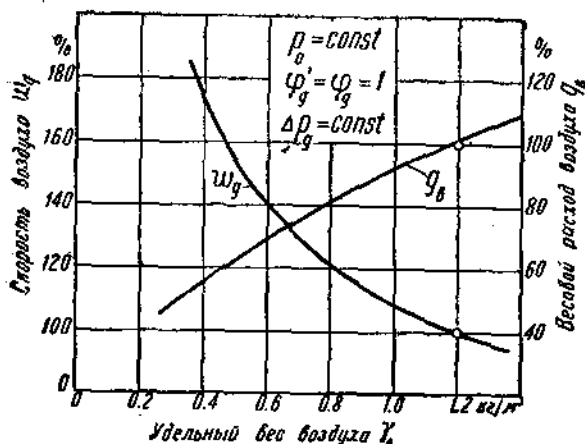
$$\frac{w_{\partial I}}{w_{\partial II}} = \frac{\varphi_{\partial} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\partial}}{\gamma_{\partial I}}}}{\varphi_{\partial} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\partial}}{\gamma_{\partial II}}}}$$

или

$$\frac{w_{\partial I}}{w_{\partial II}} = \sqrt{\frac{\gamma_{\partial II}}{\gamma_{\partial I}}}; \quad (21)$$

таким образом в обоих случаях скорости воздуха в диффузоре при одинаковых разрежениях в диффузоре и при прочих равных условиях обратно пропорциональны корню квадратному из удельного веса наружного воздуха.

На фиг. 34 дана зависимость изменения скорости воздуха (кривая w_{∂}) в горловине диффузора при изменении удельного веса воздуха.



Фиг. 34. Зависимость скорости истечения и весового расхода от удельного веса при неизменном наружном давлении и коэффициентах $\varphi'_{\partial} = const$ и $\varphi_{\partial} = const$.

В большинстве же случаев вместе с изменением удельного веса наружного воздуха изменяется и давление p_0 .

Влияние изменения наружного давления p_0 при вычислениях скорости воздуха по формуле (20) заметно лишь постольку, поскольку оно отражается на удельном весе воздуха и коэффициенте φ_{∂} .

При вычислении же по формуле (18) оно выражается сложной зависимостью.

Формулы расхода воздуха в горловине диффузора

Выше были даны формулы для вычисления количества воздуха, протекающего через карбюратор, и был указан способ вычисления скорости воздуха по величине расхода и разрежений в разных сечениях канала карбюратора. Однако часто приходится решать

обратную задачу: по величине среднего разрежения в данном сечении канала определять величину скорости и расхода воздуха в карбюраторе. Формулы для вычисления скорости по разрежению в горловине диффузора даны выражениями (18) и (20). Для подсчета величины расхода воздуха по скорости нужно знать площадь проходного сечения диффузора — f_d и использовать уравнение (10'):

$$w_d = \frac{2,78 G_s}{\gamma_d f_d}, \quad (10')$$

откуда

$$G_s = 0,36 \cdot w_d \cdot \gamma_d \cdot f_d, \quad (22)$$

здесь G_s — весовой расход воздуха в кг/час;

w_d — средняя скорость воздуха в горловине диффузора в м/сек;

γ_d — удельный вес воздуха в горловине диффузора в кг/м³;

f_d — площадь проходного отверстия в горловине диффузора в см²;

0,36 — постоянный коэффициент.

При определении скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора были выведены две формулы: первая (формула 18) — с учетом расширения воздуха при истечении, вторая (формула 20) выведена в предположении несжимаемости воздуха. Соответственно этому могут быть применены две формулы для вычисления расхода воздуха по разрежению в горловине диффузора.

Формула расхода воздуха с учетом его расширения

При выводе формулы (18) скорости воздуха w_d' в горловине диффузора было учтено расширение воздуха при истечении и было принято, что $\gamma_d < \gamma_0$ и что при адиабатическом истечении

$\gamma_0/\gamma_d = (p_0/p_d)^{\frac{1}{\kappa}}$ (уравнение 18'). Эти же предположения приходится делать и при выводе формулы для вычисления расхода воздуха.

На основании уравнений (22), (18) и (18') можно написать:

$$\begin{aligned} G_s' &= 0,36 \cdot w_d' \cdot f_d \cdot \gamma_d = 0,36 \cdot f_d \cdot \gamma_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_d}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot w_d' = \\ &= 0,36 \cdot f_d \cdot \gamma_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_d}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \varphi_d' \cdot \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \end{aligned}$$

или после соответствующих преобразований:

$$G_s' = 0,36 \cdot f_d \cdot \varphi_d' \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_0 \gamma_0 \left[\left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (23)$$

или часовой расход воздуха на каждый квадратный сантиметр площади горловины диффузора:

$$G_s'/f_d' = 0,36 \cdot \varphi_d' \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} p_0 \cdot \gamma_0 \left[\left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(1 - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (23')$$

Здесь G_s — весовой расход воздуха, вычисленный с учетом его расширения в кг/час;

f_d — площадь сечения горловины диффузора в см²;

φ_d — опытный коэффициент, учитывающий потери энергии при входе воздуха в горловину диффузора с учетом расширения воздуха;

$2g = 19,6$ — удвоенное земное ускорение в м/сек²;

p_0 — давление воздуха перед карбюратором в мм вод. ст.;

γ_0 — удельный вес воздуха, поступающего в карбюратор в кг/м³;

Δp_d — разрежение в горловине диффузора в мм вод. ст.;

k — показатель адиабаты; для воздуха $k = 1,4$.

Формула расхода воздуха без учета его расширения

Формула (20) для вычисления скорости воздуха по разрежению в горловине диффузора была выведена в предположении несжимаемости воздуха, т. е. при $\gamma_d = \gamma_0$. То же предположение нужно сделать и при подсчетах расхода воздуха по уравнению (22):

$$G_s = 0,36 \cdot w_d \cdot f_d \cdot \gamma_0 \quad (22')$$

подставляя сюда значение скорости воздуха w_d из уравнения (20), получим:

$$G_s = 0,36 \cdot f_d \cdot \gamma_0 \cdot \varphi_d \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta p_d}{\gamma_0}},$$

или

$$G_s = 0,36 \cdot \varphi_d \cdot f_d \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_d \cdot \gamma_0}; \quad (24)$$

весовой расход на 1 см² площади диффузора будет:

$$G_s/f_d = 0,36 \cdot \varphi_d \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_d \cdot \gamma_0}; \quad (24')$$

здесь G_s — весовой расход воздуха в карбюраторе в кг/час;

f_d — площадь сечения горловины диффузора в см²;

G_s/f_d — весовой расход воздуха на каждый квадратный сантиметр площади сечения горловины диффузора в кг/час/см²;

$2g = 19,6$ — удвоенное земное ускорение в м/сек²;

γ_0 — удельный вес воздуха, поступающего в карбюратор, в кг/м³;

Δp_d — среднее разрежение в горловине диффузора в мм вод. ст.;

φ_d — опытный коэффициент, учитывающий потерю энергии на пути к горловине диффузора.

При $\gamma_0 = 1,2$ уравнение (24') примет вид:

$$G_s/f_d = 1,75 \cdot \varphi_d \cdot \sqrt{\Delta p_d}. \quad (24'')$$

Сравнивая выражения (23) и (24) для вычисления расхода воздуха в диффузоре, можно заметить следующее:

1. Формулы (24) и (24') для вычислений расхода воздуха проще, чем формулы (23) и (23'), и при прочих равных условиях дают большие значения расходов, несмотря на то, что скорость воздуха,

при этом получается ниже, чем при вычислениях с учетом расширения. Это объясняется тем обстоятельством, что при учете расширения воздуха, хотя скорость в диффузоре и получается выше, но удельный вес воздуха в горловине диффузора при этом получается значительно ниже удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор.

На фиг. 35 дана диаграмма изменения весовых расходов воздуха на каждый кв. сантиметр площади проходного сечения горловины диффузора, построенной по формулам (23') и (24'). При построении диаграммы принято:

$$p_0 = 10000 \text{ мм вод. ст.}; \varphi_d = \varphi_d' = 1; \gamma_0 = 1,225 \text{ кг/м}^3.$$

Кривая I вычислена по формуле (24'), а кривая II по формуле (23').

Таким образом при изменении весового расхода воздуха в горловине диффузора разрежения, найденные по формуле (23'), получаются выше, чем при подсчете по формуле (24').

На фиг. 36 дана диаграмма изменения разрежений по расходу воздуха. На этой диаграмме даны те же кривые, что и на диаграмме фиг. 35. Как видно из диаграмм, расширение воздуха при истечении в горловине диффузора увеличивает разрежения против разрежений, вычисленных в предположении несжимаемости воздуха.

2. В то время как скорости воздуха в диффузоре изменяются

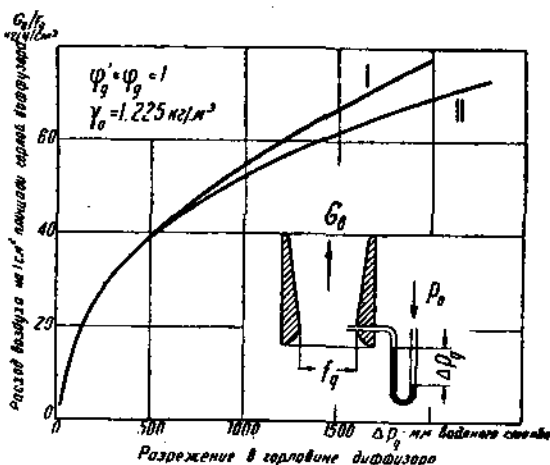
обратно пропорционально корню квадратному из удельного веса воздуха, весовой расход изменяется прямо пропорционально корню квадратному из удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор.

Обозначив G_{dI} и G'_{dI} весовой расход воздуха при удельном весе воздуха — γ_{0I} и G_{dII} и G'_{dII} при удельном весе — γ_{0II} , то зависимость расхода воздуха от удельного веса выразится при вычислениях по формуле (24) так:

$$\frac{G_{dI}}{G_{dII}} = \frac{0,36 \cdot \varphi_d \cdot f_d \sqrt{2g \cdot \Delta p_d \cdot \gamma_{0I}}}{0,36 \cdot \varphi_d \cdot f_d \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_d \cdot \gamma_{0II}}}$$

или при одинаковых разрежениях в диффузоре и при прочих равных условиях:

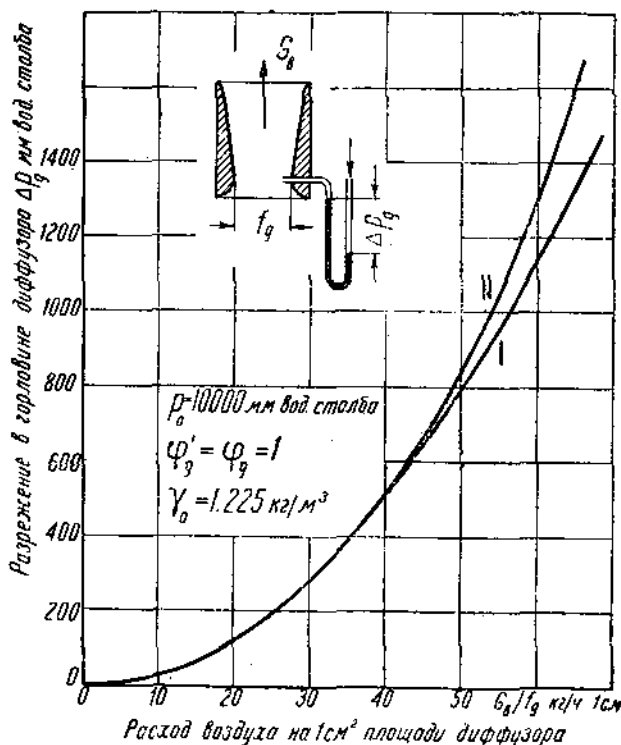
$$\frac{G_{dI}}{G_{dII}} = \sqrt{\frac{\gamma_{0I}}{\gamma_{0II}}} \quad (25)$$



Фиг. 35. Изменение расхода воздуха по разрежениям в горловине диффузора при вычислении по формуле 24' (кривая I) и по формуле 23' (кривая II).

При вычислениях по формуле (23):

$$\frac{G'_{a1}}{G'_{aII}} = \frac{0,36 \cdot f_{\partial} \cdot \varphi'_{\partial} \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} p_0 \gamma_{0I} \left[\left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}{0,36 \cdot f_{\partial} \cdot \varphi'_{\partial} \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} p_0 \gamma_{0II} \left[\left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(1 - \frac{\Delta p_{\partial}}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}$$



Фиг. 36. Изменение разрежения в горловине диффузора по расходу воздуха.

или при одинаковых разрежениях и при прочих равных условиях:

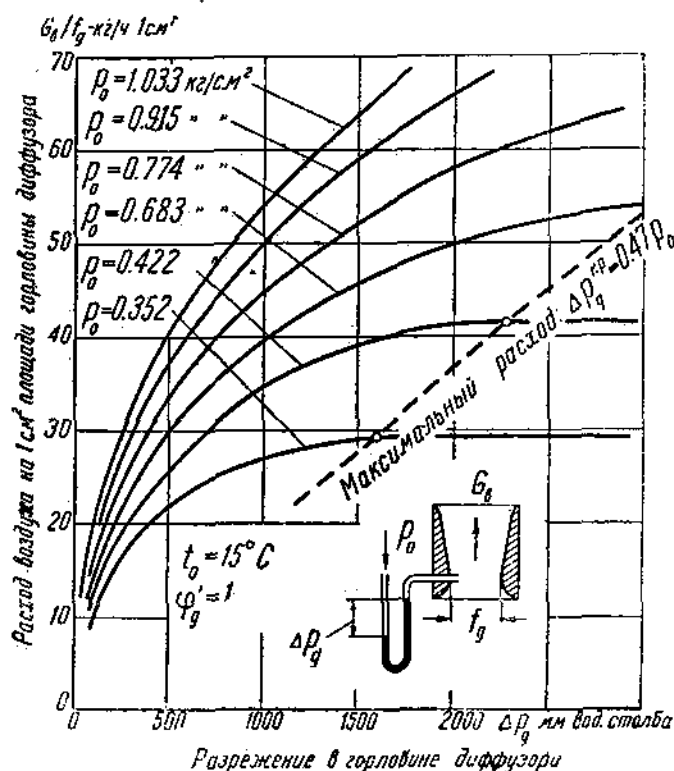
$$\frac{G'_{a1}}{G'_{aII}} = \sqrt{\frac{\gamma_{0I}}{\gamma_{0II}}}, \quad (25')$$

т. е. при обоих способах вычисления весовой расход воздуха, при одинаковых разрежениях и при прочих равных условиях, изменяется прямо пропорционально корню квадратному из удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор, в то время как скорость воздуха изменялась обратно пропорционально корню квадратному из удельного веса воздуха.

На фиг. 34 дана диаграмма изменения скорости воздуха (кривая w_{∂}) и весового расхода воздуха (кривая G_{∂}) при изменении удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор; остальные

факторы приняты неизменными. Расход воздуха при удельном весе воздуха $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ принят за 100%. Как видно из фиг. 34, при уменьшении удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор, при неизменных прочих факторах, например вследствие его подогрева, весовой расход падает, хотя скорость и увеличивается.

3. Влияние давления p_0 воздуха перед карбюратором на весовой расход при вычислениях по формуле (24) или (24') заметно лишь постольку, поскольку p_0 отражается на удельном весе воздуха γ_0 и на коэффициенте φ_0 .



Фиг. 37. Изменение расхода воздуха на 1 см² площади горловины диффузора при разных давлениях наружного воздуха (по Марксу авиадвигатель).

При вычислении же расхода по формуле (23) или (23') влияние давления p_0 воздуха, поступающего в карбюратор, сказывается не только на удельный вес воздуха γ_0 и на φ_0' , но и на отношение $\frac{\Delta p_d}{p_0}$.

На фиг. 37 дана зависимость изменения весового расхода воздуха на каждый квадратный сантиметр площади сечения горловины диффузора при изменении давления p_0 . Здесь учтено соответствующее изменение удельного веса воздуха γ_0 , поступающего в карбюратор. Диаграмма построена по формуле (23') при $\varphi_0' = 1$.

Температура воздуха, входящего в карбюратор, принята постоянной: $T_0 = 288^\circ$ или $t_0 = 15^\circ \text{C}$. Изменение температуры воздуха отражается на его удельном весе — γ_0 и было показано на фиг. 34.

Диаграмма фиг. 37 показывает, что при одних и тех же разрежениях в диффузоре, но при уменьшении давления p_0 поступающего в карбюратор воздуха, расход уменьшается.

При

$$\frac{p_\partial}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_0 - \Delta p_\partial}{p_0} = 1 - \frac{\Delta p_\partial}{p_0}$$

расход воздуха достигает максимального значения и при дальнейшем увеличении разрежения не увеличивается. Это отношение

$\frac{p_\partial}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ называется в термодинамике „критическим отношением давлений“.

Для воздуха

$$k = 1,4 \text{ и } \frac{p_\partial}{p_0} = 1 - \frac{\Delta p_\partial}{p_0} = 0,53,$$

отсюда

$$\frac{\Delta p_\partial}{p_0} = 1 - 0,53 = 0,47.$$

„Критическое разрежение“ — Δp_∂^{kp} , при котором наступает максимальный расход воздуха, выражается соотношением:

$$\Delta p_\partial^{kp} = 0,47 \cdot p_0. \quad (26)$$

Эти критические разрежения в виде пунктирной прямой нанесены на диаграмму фиг. 37. Эта пунктирная кривая указывает, до каких максимальных значений увеличение разрежения в горловине диффузора влечет соответствующее увеличение расхода воздуха. При дальнейшем возрастании разрежения при данном наружном давлении p_0 расход воздуха в карбюраторе не может увеличиться и остается неизменным.

С этой диаграммой приходится иметь дело при анализе работы карбюратора высотных двигателей в условиях работы на высоте. При этом, конечно, необходимо учесть изменение температуры с высотой.

Диаграммы фиг. 33, 35 и 36 указывают, что при малых разрежениях в горловине диффузора разница между результатами подсчета по формулам 18, 23 и 23' и по формулам 20, 24 и 24' незначительна. В этом случае удобнее пользоваться формулами, введенными в предположении несжимаемости воздуха. При сильных же разрежениях и при малых давлениях воздуха, поступающего в карбюратор, или точнее при больших значениях отношения $\frac{\Delta p_\partial}{p_0}$ (при $\frac{\Delta p_\partial}{p_0} > 0,1$) удобнее пользоваться формулами, учитывающими расширение воздуха при истечении.

При всех режимах работы карбюратора в земных условиях разрежения в горловине диффузора сравнительно незначительны, по-

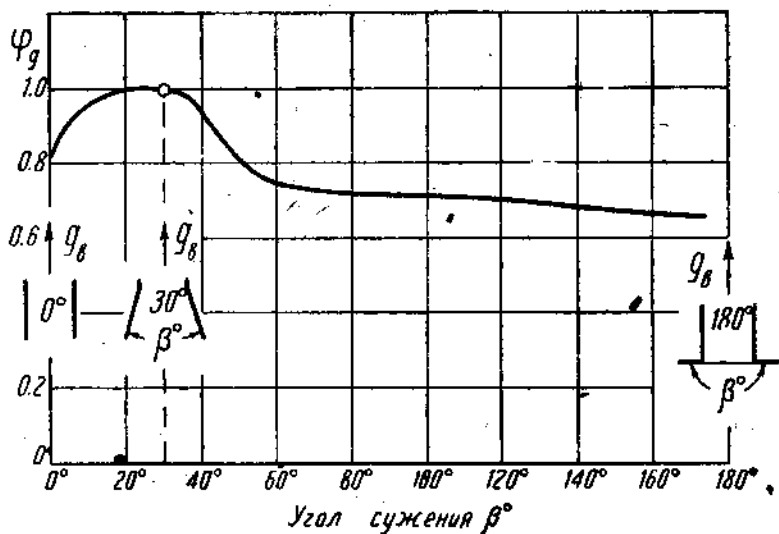
этому здесь удобно пользоваться формулами без учета расширения воздуха.

При работе карбюратора в высотных условиях при пониженных атмосферных давлениях иногда приходится пользоваться формулами, учитывающими расширение воздуха при истечении.

§ 16. Форма диффузора

У большинства карбюраторов диффузор имеет форму так называемого насадка Вентури. Этот насадок состоит из трех частей: сужающейся части, горловины и расширяющейся части. Эта последняя и является, собственно говоря, диффузором.

От формы диффузора главным образом зависит его гидравлические свойства.



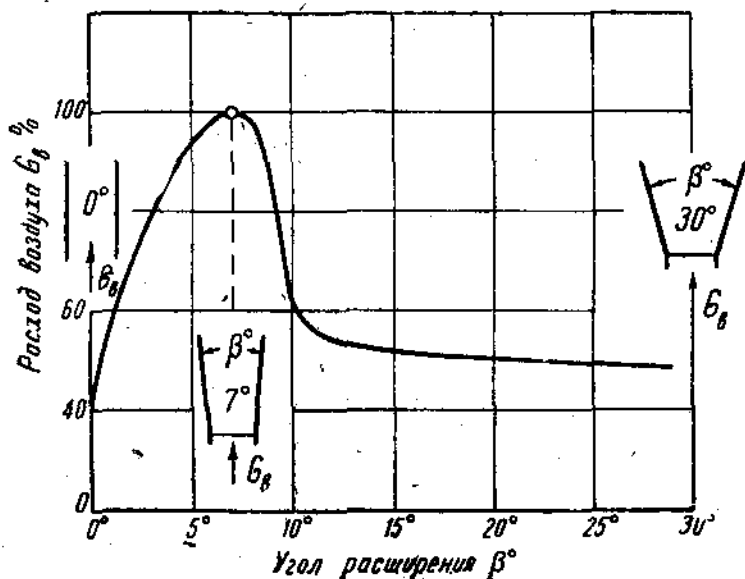
Фиг. 38. Влияние угла сужения на коэффициент φ_g (по данным Зенит).

Форма сужающейся части обуславливает коэффициент φ_d и ξ_d , а форма расширяющейся части в сильной степени обуславливает величину коэффициента потери для всего карбюратора — ξ_k при работе его на полном дросселе.

На фиг. 38 дана диаграмма влияния угла сужения при входе в горловину диффузора, построенная по данным Зенит. Как видно, при цилиндрическом диффузоре (при угле $\beta^\circ = 0^\circ$) коэффициент $\varphi_d = 0,83$; при отверстии в плоской стенке (при угле $\beta^\circ = 180^\circ$) коэффициент $\varphi_d' = 0,65$. Наибольшее значение коэффициент φ_d имеет при углах входа 20—30°. При угле сужения $\beta^\circ = 30^\circ$ коэффициент $\varphi_d = 1,0$.

В расширяющейся части диффузора воздушный поток теряет скорость, приобретенную в горловине. Струя воздуха, выходя из горловины, стремится двигаться по инерции со скоростью, при-

обретенной в горловине. Расширяющиеся стенки увеличивают площади сечений и уменьшают скорости струек; струйки же стремятся оторваться от стенки. Между стенкой и потоком образуется вихревой мешок. Чем больше угол расширения канала, тем сильнее струйки стремятся оторваться от стенки. При очень больших углах расширения поток отрывается от стенки и между, потоком и стенкой начинается циркуляция воздуха: в середине канала движется основной поток, а у стенок образуется обратное течение воздуха к сужающейся части, т. е. в направлении обратном движению основного потока.

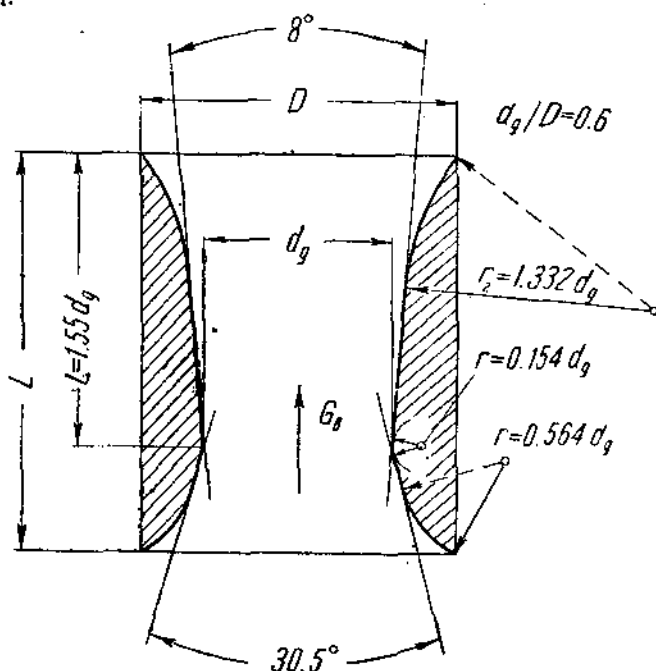


Фиг. 39. Влияние угла расширения на расход воздуха (по данным Зенит).

Кроме того, при увеличении угла расширения, при неизменной длине диффузора, увеличивается разница скоростей воздуха в горловине диффузора и скорости при выходе из диффузора. Уменьшение скорости потока при выходе из диффузора влечет потери живой силы „на удар“ и увеличение коэффициента потери живой силы. Увеличение длины расширяющейся части диффузора с целью уменьшения выходного угла выгодно лишь до известных пределов, так как при увеличении длины увеличиваются потери на трение о стенки.

На фиг. 39 дана диаграмма изменения расхода воздуха с изменением угла расширяющейся части диффузора при постоянной разнице давления перед диффузором и за диффузором. При угле расширяющейся части $\beta^\circ = 7^\circ$ расход получается наибольшим и принят за 100%. С увеличением угла расход быстро падает примерно до $\beta^\circ = 10^\circ$, после 10° увеличение угла вызывает медленное уменьшение расхода; это объясняется, повидимому, тем обстоятельством, что при угле, большем 10° , поток отрывается от стенки

(диаграмма построена по данным Зенит). Таким образом наивыгоднейшей формой диффузора нужно считать насадок, имеющий угол сужающейся части 30° , угол расширяющейся части 7° и длину расширяющейся части, равную девятикратному диаметру горловины. Однако, во избежание излишнего увеличения размеров карбюратора, все диффузоры современных карбюраторов делаются более короткими.



Фиг. 40. Построение профиля диффузора типа Зенит.

На фиг. 40 дано построение диффузора типа Зенит, обладающего хорошими гидравлическими свойствами.

Основные размеры диффузоров существующих карбюраторов приведены в следующей таблице 8 (значение величин см. фиг. 40).

Как видно, диффузоры авиационных карбюраторов гораздо короче, чем автомобильных. Это объясняется желанием конструкторов всячески уменьшить габаритные размеры авиакарбюраторов.

Коэффициент истечения диффузора

Принятые при выводе формул (18) и (19') коэффициент φ'_g и при выводе формул (20) и (19) коэффициент φ_g условимся называть коэффициентами истечения или коэффициентами расхода. Эти коэффициенты учитывают сжатие потока в расчетном сечении, потери на трение и завихривание при протекании воздуха до рассматриваемого сечения; они являются поправочными коэффициентами, дающими увязку между результатами подсчета и результатами опыта. Теоретически вычисления относятся к идеальному случаю, когда

Таблица 8

Карбюраторы	d_a/D	L/D	l/D
	от—до	от—до	от—до
Диффузор с размерами по фиг. 40	0,6	—	0,93
Автомобильные			
Зенит С 110 М 116	0,595	2,06	1,83
Зенит UP	0,625	1,675	1,53
Форд-Зенит	0,7	1,4	1,2
Солекс	0,54—0,845	0,97	0,85
Зенит с обратным потоком	0,67	1,4	1,65
Солекс с обратным потоком	0,875	1,13	0,42
Авиационные			
Зенит 90 Р	0,745	0,95	0,68
Зенит 55 DC	0,73	1,42	1,04
Стромберг S	0,7	0,97	0,81

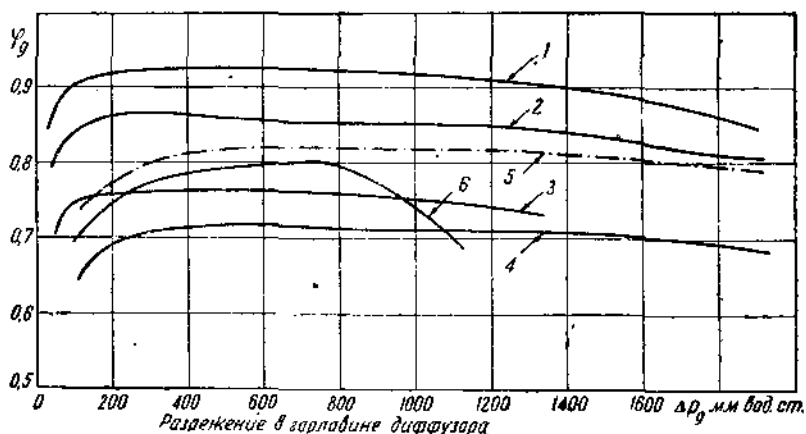
скорости и давление в расчетном сечении распределены равномерно по всему сечению, в действительности этого нет. Практически величина расчетных коэффициентов в сильной степени зависит от способа измерения разрежений в расчетных сечениях карбюратора и от принятого способа расчета. При обработке результатов опытов по формулам, выведенным в предположении несжимаемости воздуха, получаются коэффициенты ξ_{0-a} и φ_a (уравнения 20 и 19); при обработке результатов опытов по формулам, учитывающим сжимаемость воздуха, получаются коэффициенты ξ'_{0-a} и φ'_a (уравнения 18 и 19'). В настоящем курсе в большинстве случаев мы будем пользоваться формулами, при выводе которых воздух рассматривается как несжимаемая жидкость, и соответствующими коэффициентами. В тех же случаях, когда будут использованы формулы, учитывающие сжимаемость воздуха, нужно будет применить и соответствующие поправочные коэффициенты.

Коэффициент истечения φ_a воздуха в горловине диффузора зависит от формы его входного участка и всей части воздушного канала, подводящего воздух к диффузору.

На фиг. 41 даны коэффициенты истечения для диффузоров некоторых современных карбюраторов. Коэффициенты определены экспериментально по разрежению в горловине диффузора с учетом влияния участка канала карбюратора, подводящего воздух к диффузору, в предположении несжимаемости воздуха.

На фиг. 42 даны схемы соответствующих диффузоров и каналов, подводящих воздух к диффузору. Разбирая схемы фиг. 42 и диаграмму фиг. 41, можно заметить следующее. С увеличением разрежения в горловине диффузора коэффициенты φ_a не остаются постоянными: вначале они несколько возрастают, а при сильных

разрежениях начинают уменьшаться. В пределах изменения давления от 100—200 мм вод. ст. до 1200—1500 мм вод. ст. коэффициенты изменяются незначительно и во многих случаях могут быть приняты за постоянную для данного диффузора величину. Наибольшими коэффициентами φ_d обладают диффузоры карбюраторов Zenit UP и Форд-Зенит (кривые 1 и 2). В диффузор карбюратора Паллас вставлена толстая наклонная трубка с жиклерами, являющаяся форсункой. Эта трубка оказывает сопротивление воздуху и уменьшает коэффициент φ_d (кривая 3).



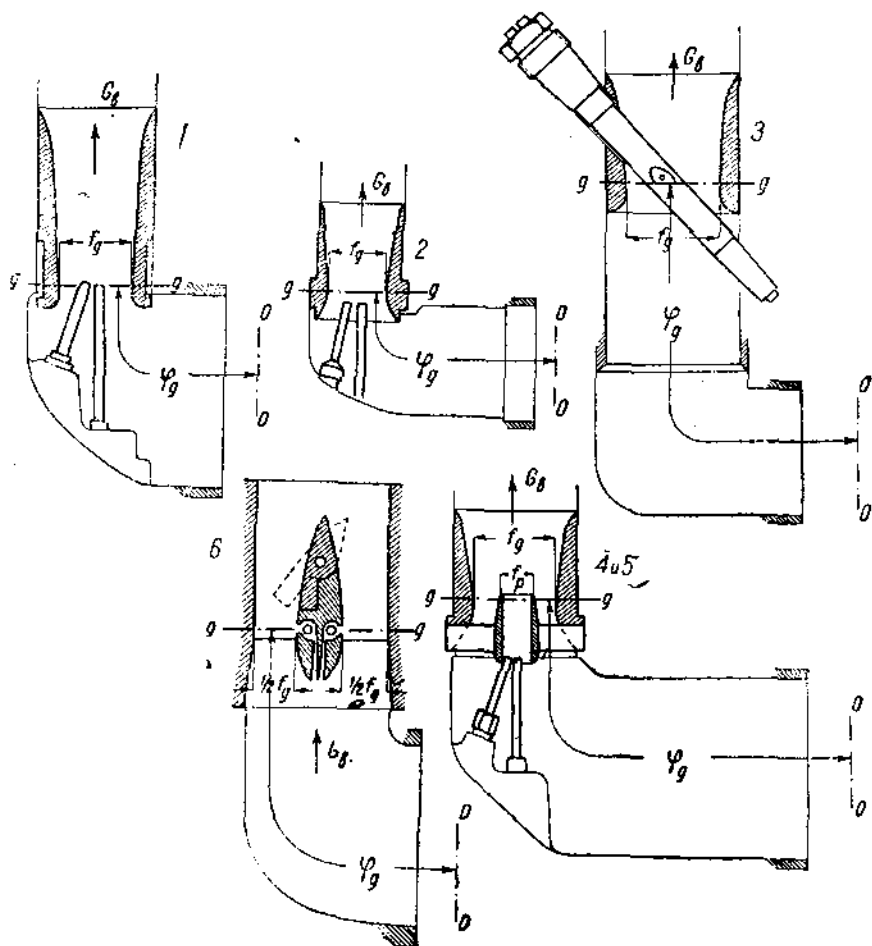
Фиг. 41. Изменение коэффициентов истечения для разных диффузоров (фиг. 42) по разрежению в горловине диффузора.

В диффузор карбюратора Zenit с двойным распыливанием (схема 4 и 5 фиг. 42) вставлен добавочный насадок—распылитель, который тоже оказывает сопротивление для воздуха. На фиг. 41 приведены две кривые коэффициента φ_d для этого диффузора. Кривая 4 вычислена по всей площади сечения горловины диффузора без учета площади, занятой распылителем. Кривая 5 вычислена по величине площади горловины диффузора за вычетом площади, занятой распылителем. Как видно, в этом случае коэффициент φ_d получается больше, но все же ниже, чем для диффузора карбюраторов Форд-Зенит или Zenit UP.

Таким образом присутствие распылителя понижает коэффициент истечения диффузора. Помимо указанных кривых на фиг. 41 дана кривая 6 для карбюратора Виенфильд (схема 6-фиг. 42).

Диффузор этого карбюратора имеет необычную форму: сужение, соответствующее горловине нормального диффузора, образовано здесь стенками воздушного, почти цилиндрического (с легким сужением) канала и поперечным приливом, имеющим в сечении обтекаемую форму. Верхняя часть прилива сделана поворачивающейся на оси, как это указано пунктиром, и является дроссельной заслонкой. Необычный характер протекания коэффициента φ_d этого карбюратора (кривая 6 фиг. 41) может быть объяснен образованием вихревого движения при протекании воздуха по внутренним каналам поперечного прилива диффузора.

На фиг. 42 тонкими линиями показана форма канала, подводящего воздух к диффузору. Сечение „g—g“ соответствует расчетному сечению горловины диффузора, для которого определен коэффициент истечения φ_g . Направление движения воздуха отмечено стрелкой G_g .



Фиг. 42. Схема диффузоров и каналов, подводящих воздух к диффузору.

Распределение разрежений по поперечным сечениям диффузора

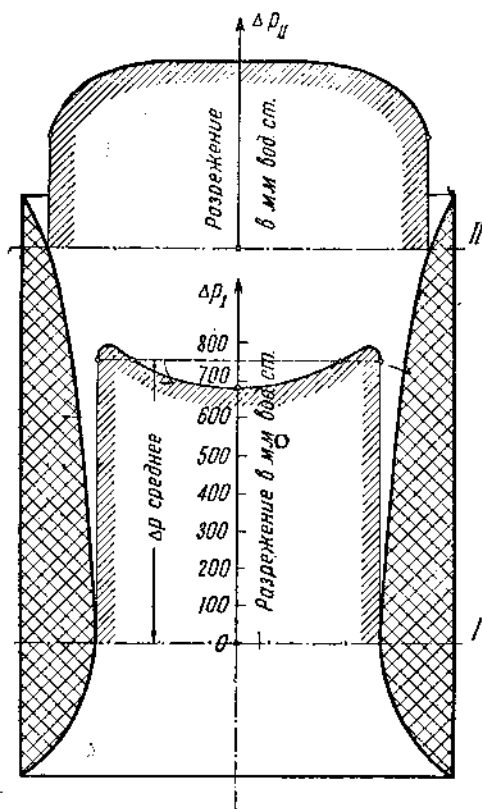
Вследствие неравномерного распределения скорости по поперечным сечениям канала, разрежения в поперечных сечениях диффузора тоже распределяются неравномерно. В сужающейся части диффузора наиболее сжатыми оказываются боковые струйки, лежащие ближе к стенкам, а наименее сжатыми — осевые. Поэтому в сужающейся части диффузора разрежения у стенок выше, чем в осевых струйках, только около самых стенок разрежения несколько падают за счет трения об стенку.

В расширяющейся части диффузора стенка оказывает тормозящее действие в первую очередь на близлежащие струйки и поэтому в них скорость меньше, чем в осевых струйках. Поэтому в поперечных сечениях расширяющейся части диффузора разрежения у стенок ниже, чем в осевых струйках.

На фиг. 43 дана эпюра распределения разрежений по двум поперечным сечениям диффузора. Одно сечение *I* взято в горловине диффузора, а другое *II* в расширяющейся его части.

На фиг. 43 разрежения отложены параллельно оси потока, причем за абсциссу приняты диаметры соответствующих сечений. Характер обеих кривых зависит от формы диффузора. Эпюра разрежений по сечению горловины (сечение *I*) построена по опытным данным для одного из насадков при среднем разрежении в горловине $\Delta p_1 = 750$ мм вод. ст., а эпюра в сечении *II* построена предположительно на основании общих соображений по результатам разных опытов.

Как видно, для данного диффузора при среднем разрежении в горловине $\Delta p_1 = 750$ мм вод. ст. наибольшее разрежение 790 мм вод. ст. имеет место вблизи у стенки. В осевой струйке потока разрежение меньше среднего и равно примерно 680 мм вод. ст. Разрежение у самой стенки (только при данной форме насадка) совпало со средним разрежением 780 мм вод. ст. Таким образом в горловине этого насадка наибольшее разрежение составляло 105%, а наименьшее 90,5% от среднего. Подобное соотношение разрежений сохранилось при изменениях среднего разрежения в горловине.



Фиг. 43. Эпюры распределения разрежений по поперечным сечениям диффузора.

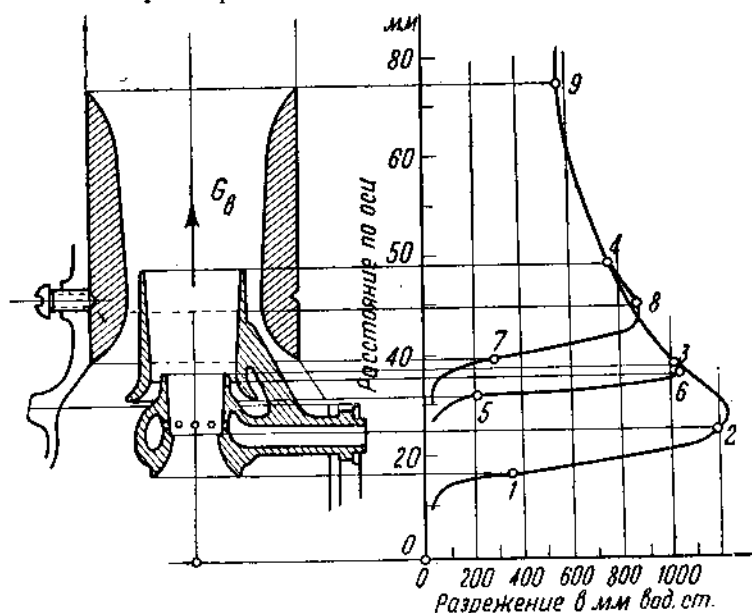
Диффузоры с многократным распыливанием

В целях улучшения распыливания, а иногда и в целях увеличения разрежения у жиклеров, прибегают к увеличению скорости воздуха в диффузоре путем уменьшения проходного сечения его горловины. Однако уменьшение проходного сечения горловины диффузора влечет увеличение разрежения за карбюратором и уменьшение коэффициента подачи и мощности двигателя при работе его

на полном дросселе. Стремление получить высокие скорости и разрежения в диффузоре у топливных форсунок вызвало применение на некоторых карбюраторах так называемых распылителей.

На фиг. 15, 42 (4—5) и на фиг. 44 приведены схемы таких распылителей. На схемах фиг. 15 и 44 изображены типы так называемых диффузоров с тройным распыливанием, а на фиг. 42 (4—5) — с двойным распыливанием.

Как видно, диффузоры с многократным распыливанием состоят из главного диффузора обычного типа, в горловину которого вставлен диффузор распылителя меньших размеров, а при тройном распыливании в этот добавочный диффузор вставлен еще один диффузор меньших размеров.



Фиг. 44. Изменение разрежений в диффузоре с тройным распылителем.

Действие диффузора с многократным распыливанием становится понятным при ознакомлении с эпорой разрежений (фиг. 44).

На фиг. 44 дана схема диффузора с тройным распыливанием автомобильного карбюратора Зенит. Справа от схемы диффузора дана эпюра разрежений в разных поперечных сечениях диффузора. Параллельно оси диффузора проведена ордината, по которой отмечены расстояния в мм от начального сечения 0, взятого на некотором расстоянии перед диффузором. Таким образом каждому поперечному сечению диффузора будет соответствовать определенное расстояние от сечения 0.

Разрежения в мм вод. ст. в соответствующих сечениях диффузора отложены в горизонтальном направлении вправо от начальной ординаты. На оси 0 отложен масштаб для разрежений в мм вод. ст. В обычном диффузоре с простым распыливанием наибольшие разрежения имеют место в сечениях близких к горловине, и по

Мере удаления от горловины в сторону расширяющейся части (см. участок кривой между сечениями 4 и 5 на фиг. 22) разрежения падают. При входе воздуха в главный (самый большой) диффузор (фиг. 44) разрежения быстро увеличиваются (см. кривую 7—8, соответствующую входной части главного диффузора). К расширяющейся части главного диффузора разрежения падают (см. кривую 8—9). Под действием разрежения в сечении 4 главного диффузора устанавливается подсос воздуха через средний диффузор. При этом в выходном сечении среднего диффузора будет существовать разрежение, близкое к разрежению в том же сечении главного диффузора. В сечениях среднего диффузора разрежения будут увеличиваться по мере приближения к его горловине (см. кривую 4—6). Таким образом в сечениях у горловины среднего диффузора разрежения будут выше, чем в горловине главного диффузора (см. разрежения в точках 6 и 8). Во входной части среднего диффузора разрежения быстро падают по мере приближения ко входному отверстию этого диффузора (см. кривую 6—5).

Под действием разрежения в сечении 3 среднего диффузора устанавливается подсос воздуха через третий, самый малый диффузор. Этот диффузор находится по отношению к среднему диффузору в таком же отношении, как и средний по отношению к главному диффузору. В нем тоже происходят такие же изменения разрежений, как и в среднем по отношению к главному (см. кривую 3—2—1). Таким образом в самых сжатых сечениях этого малого диффузора разрежения получаются выше, чем в горловине среднего диффузора, и еще выше, чем в горловине главного диффузора.

В самых узких сечениях малого диффузора по боковому каналу подводится топливо из жиклеров. На фиг. 44 выходные отверстия для топлива сделаны в боковых стенках малого диффузора, а в карбюраторе фиг. 42 (4—5) в горловину малого диффузора просто вставлены топливные форсунки. Нужно отметить, что выходное сечение вставных диффузоров располагается не в самом узком сечении большого диффузора, а выше, так как именно в этом сечении имеет место наибольшее сжатие воздушного потока (см. схему фиг. 19, г). Расстояние наиболее сжатого сечения потока от горловины диффузора зависит от формы его входного участка. Фирма Zenit для своих карбюраторов считает это расстояние равным $\frac{1}{3}$ от диаметра горловины диффузора.

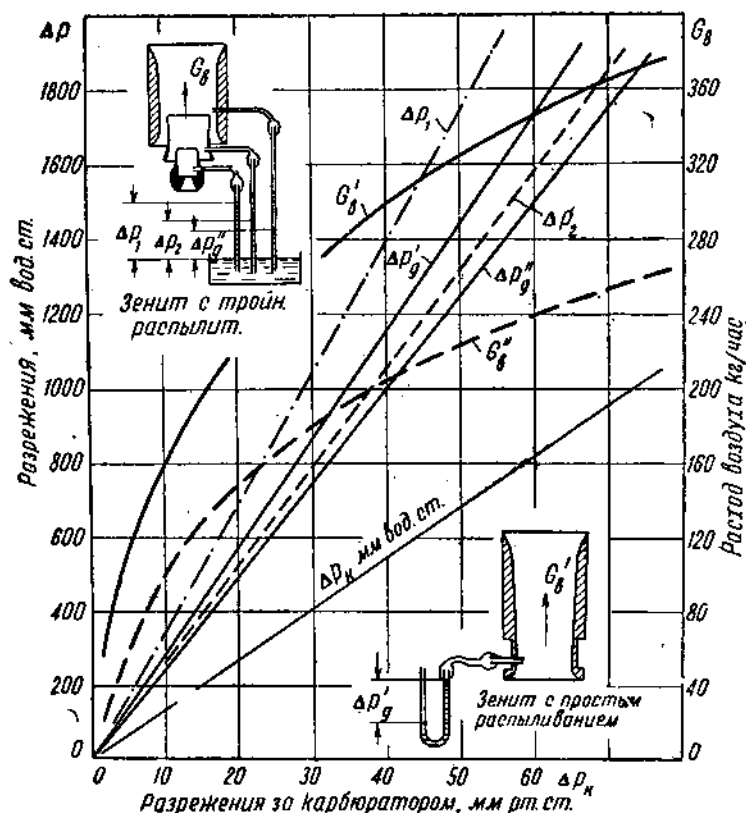
Таким образом при наличии многократного распыливания, при сравнительно низких разрежениях в главном диффузоре, получают высокие разрежения у жиклеров и хорошее распыливание топлива. Отношение между наибольшими разрежениями в диффузорах распылителя и в главном диффузоре при данном устройстве не зависит от расхода воздуха и остается одним и тем же как при больших, так и при малых расходах.

На фиг. 45 даны диаграммы изменения разрежений в диффузорах Zenit с простым и тройным распыливанием, по разрежениям за карбюратором, при работе на полном дросселе.

На фигуре обозначены: $\Delta p_d'$ — разрежение в горловине простого диффузора; $\Delta p_d''$ — разрежение в горловине главного диффузора

с тройным распылителем; Δp_1 — разрежение в горловине малого диффузора; Δp_2 — разрежение в горловине среднего диффузора и Δp_k — разрежение за карбюратором.

Как видно, при одном и том же разрежении за карбюратором разрежение $\Delta p_g'$ в горловине простого диффузора получается выше, чем разрежение $\Delta p_g''$ в горловине главного диффузора с тройным распылителем; разрежение Δp_1 в малом диффузоре получается выше, чем в главном диффузоре с тройным распыливанием, и выше, чем в простом диффузоре.



Фиг. 45. Изменение разрежений в диффузоре с тройным и простым распылителями.

Разрежения Δp_2 в среднем диффузоре получаются несколько выше, чем в главном диффузоре с тройным распыливанием, но ниже, чем в простом диффузоре.

Таким образом при данном конструктивном оформлении в малом диффузоре тройного распыливания разрежение Δp_1 получается примерно на 20% выше, чем $\Delta p_g'$ — в горловине простого диффузора, и примерно в 2,5 раза выше, чем разрежение за карбюратором — Δp_k ; в то время, как в горловине простого диффузора

разрежение $\Delta p_0'$ лишь в 2,1 раза выше, чем разрежение за карбюратором.

Однако нужно помнить, что указанные преимущества, в смысле увеличения разрежений в диффузорах с многократным распыливанием, оказываются значительно меньшими, чем это видно из кривых разрежений фиг. 45. Дело в том, что при установке распылителя резко уменьшается площадь проходного сечения и возрастает потери. Как следствие увеличения этих потерь, при одних и тех же разрежениях за карбюратором, уменьшается количество прососанного через карбюратор воздуха, и вместе с тем падает мощность двигателя.

На фиг. 45 помимо разрежений даны расходы воздуха G_a' , полученные при простом диффузоре, и G_a'' — при диффузоре с тройным распылителем при соответственно одинаковых разрежениях за карбюратором. Как видно, расход воздуха G_a'' при диффузоре с тройным распылителем получился на 32% меньше, чем расход при простом диффузоре.

За счет уменьшения количества воздуха в простом диффузоре можно было бы поднять разрежения путем уменьшения площади проходного сечения его горловины. В этом случае при одинаковых разрежениях за карбюратором и при одинаковых расходах воздуха в карбюраторе с простым диффузором можно было бы получить почти такие же разрежения, как и в малом диффузоре с тройным распылителем.

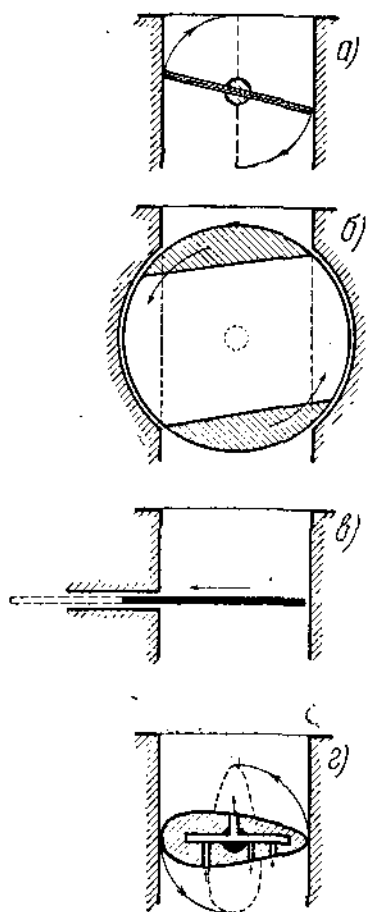
В авиационных карбюраторах, имеющих большие проходные сечения диффузора, площадь сечения распылителя сравнительно с площадью проходного сечения диффузора мала, и потому распылитель не оказывает такого значительного сопротивления, как на маленьких автомобильных карбюраторах. Поэтому установка распылителя в диффузорах авиокарбюраторов во многих случаях оказывается полезной.

§ 17. Дроссельная заслонка

Основное назначение дроссельной заслонки карбюратора — регулировка количества смеси, поступающей в двигатель с целью изменения его мощности.

Основные типы дроссельных заслонок приведены на фиг. 46. Фиг. 46 а представляет собою схему „крыльчатой“ дроссельной заслонки, наиболее распространенной в современных карбюраторах. Фиг. 46 б — тип заслонки — „крана“, выходящей в настоящее время из употребления, ввиду ее больших габаритных размеров и из-за систематических заеданий при работе. Фиг. 46 в — заслонка типа задвижки, применявшаяся на прежних авиокарбюраторах Блок-Тюб и сохранившаяся в виде круглого золотника на некоторых мотоциклетных современных карбюраторах. И, наконец, на фиг. 46 г — тип дроссельной заслонки, комбинированной вместе с диффузором. Это очень мало распространенный тип применяется в очень редких карбюраторах (тип Оркан). Здесь внутри дроссельной заслонки сделаны каналы для топлива. Изменение расхода воздуха в зависимости от угла дроссельной заслонки крыльчатого типа

(фиг. 46 а) зависит от конструктивных ее размеров и от характера изменения разрежения за карбюратором при дросселировании. На фиг. 47 дана диаграмма изменения угла дросселя по расходу воздуха в карбюраторе. Здесь же даны прямые изменения разрежений за карбюратором при дросселировании.



Фиг. 46. Типы дроссельных заслонок: а — крыльчатый тип; б — тип крана; в — тип задвижки; г — комбинированный тип.

Как видно, при малых открытиях дросселя незначительные изменения угла дросселя вызывают почти пропорциональные изменения расхода воздуха, в то время как при больших открытиях дросселя значительные перемещения дросселя вызывают лишь незначительные изменения в расходах воздуха. Например, при открытии дроссельной заслонки от 0 до 10° расход воздуха изменяется от 0 до 14% , в то время как при открытиях заслонки, близких к полному дросселу, изменение угла от 70 до 80° , т. е. на те же 10° , не влияет на расход, и он практически остается неизменным, т. е. при данной конструкции почти безразлично, открыт ли дроссель полностью на 80° или только на 70° — расход воздуха практически один и тот же, а именно 100% .

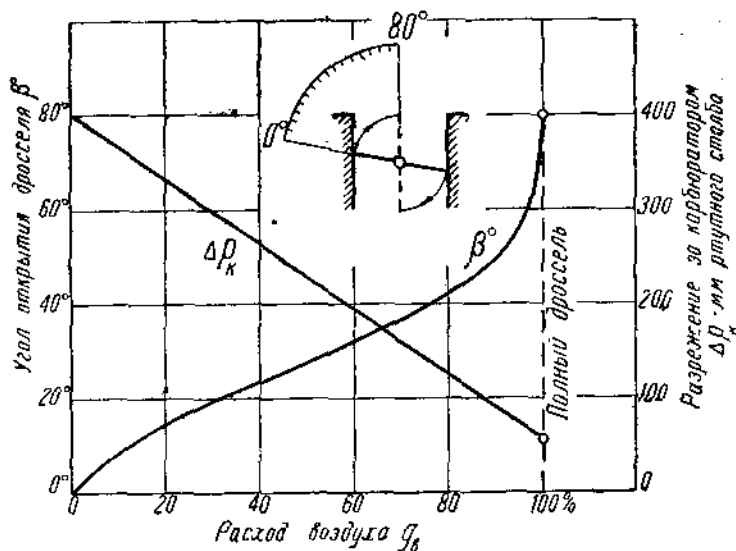
Соответственно расходу воздуха изменяется и мощность двигателя.

На фиг. 48 дана типичная диаграмма изменения мощности автодвигателя по углу открытия дроссельной заслонки карбюратора при неизменных оборотах. На диаграмме даны две кривых. Кривая I соответствует работе на богатой смеси, а кривая II — на бедной. Как видно, характер обеих кривых один и тот же с той лишь разницей, что при работе на бедной смеси кривая мощности идет ниже. Точки пересечения кривых I и II с абсциссой дают угол открытия дросселя на холостом ходу. При благо-

приятной смеси этот угол меньше, а при неблагоприятных — больше; кроме того он зависит от числа оборотов двигателя: на высоких оборотах этот угол больше, так как работа трения двигателя на высоких оборотах больше, чем на низких. Мощность, так же как и расход воздуха (фиг. 47), при больших углах открытия дросселя изменяется очень незначительно. Например, при открытии дросселя от 45° до 80° мощность увеличивается всего лишь на 5% . При малых же нагрузках двигателя видно, что при увеличении

нагрузки от 0 до 70—80% угол открытия дросселя изменяется всего лишь от 7—8° до 20—25°, т. е. всего лишь на 12—18°.

На фиг. 49 дана типичная диаграмма изменения угла открытия дроссельной заслонки (крыльчатого типа) по числу оборотов авиадвигателя при работе его на винте. Здесь же дана соответствующая кривая изменения мощности двигателя. Число оборотов, на диаграмме, выражено в процентах от числа оборотов на полном дросселе, а мощность — в процентах от мощности на полном дросселе. Эта диаграмма указывает, что большую часть диапазона оборотов двигатель работает на малых нагрузках и при малых от-



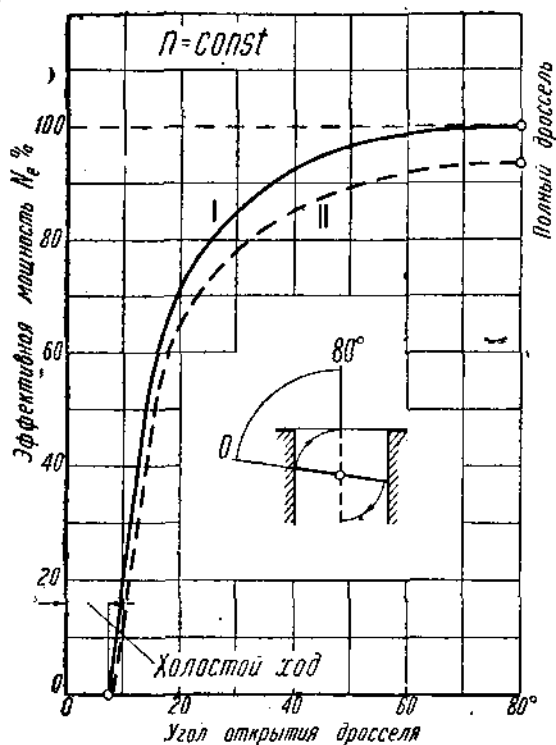
Фиг. 47 Изменение угла дросселя по расходу воздуха при дросселировании.

крытиях дросселя; например, при изменении оборотов от 0 до 50% мощность двигателя изменяется от 0 до 12—13% и угол открытия дросселя — от 0 до 10°.

Так называемая эксплуатационная мощность авиадвигателя соответствует 90% нагрузке. Как видно из диаграммы фиг. 49, этой мощности на диаграмме соответствует всего лишь угол открытия дросселя 50—55°, в то время как полному открытию дросселя (при данной конструкции карбюратора) соответствует угол открытия 80°. Нужно заметить, что характер изменения угла открытия дросселя по оборотам «винтовой характеристики» авиадвигателя несколько изменяется с изменением состава смеси, аналогично тем двум кривым, которые приведены на фиг. 48.

Предыдущие диаграммы приводят к выводу, что наибольшая мощность имеет место на полном открытии дросселя. Однако в практике иногда имеет место такое, непонятное на первый взгляд явление, когда наибольшую мощность развивает двигатель не на полном дросселе. Причинами, вызывающими это явление, могут быть разные факторы, как-то: обеднение смеси на полном дросселе,

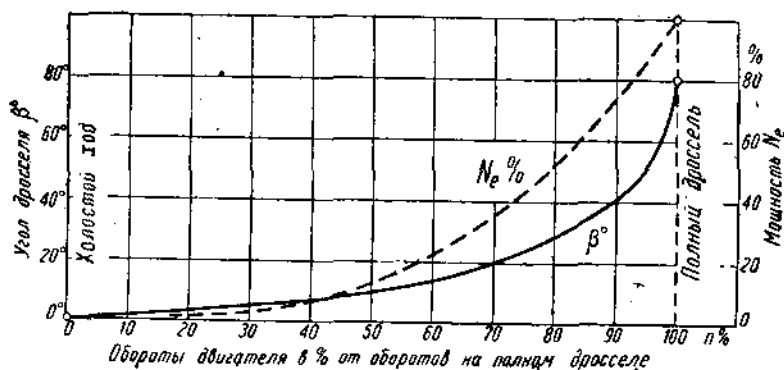
неудачная конструкция дросселя и, наконец, при правильном составе смеси — неравномерное распределение топлива по цилиндрам двигателя.



Фиг. 48. Изменение мощности по углу дросселя при постоянных оборотах двигателя.

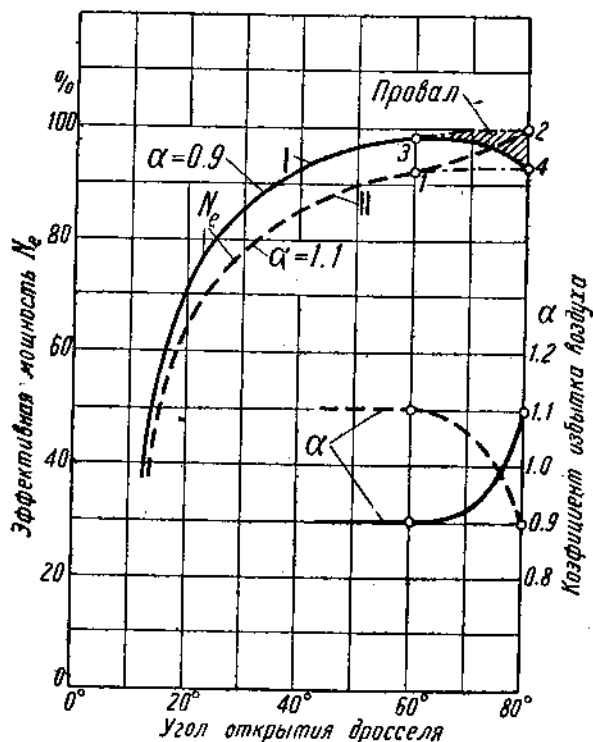
Кривая I — богатая смесь.
Кривая II — бедная смесь.

На фиг. 50 приведен пример образования „провала“ на полном дросселе вследствие обеднения смеси. Если бы при открытиях дросселя до 60° состав смеси не изменился, то мощность двигателя изменялась бы по плавной кривой I при $\alpha = 0,9$ и по кривой II при $\alpha = 1,1$. Если бы при открытии дросселя от 60° до 80° смесь постепенно обогащалась от $\alpha = 1,1$ при 60° до $\alpha = 0,9$ при 80° , то мощность постепенно увеличивалась бы по мере открытия дросселя от точки 1 до точки 2, и при плавном изменении коэффициента избытка воздуха никакого провала не получилось бы. Если бы, наоборот, с прикрытием дросселя от 60° до 80° смесь обеднялась от $\alpha = 0,9$ до $\alpha = 1,1$, то изменение мощности произошло бы от точки 3 до точки 4, и на полном



Фиг. 49. Изменение угла дросселя по винтовой характеристике двиндвигателя.

дросселе мощность двигателя была бы меньше, чем на прикрытом, и между точками 3—2 и 4 получился бы провал, вызванный обеднением смеси на полном дросселе.

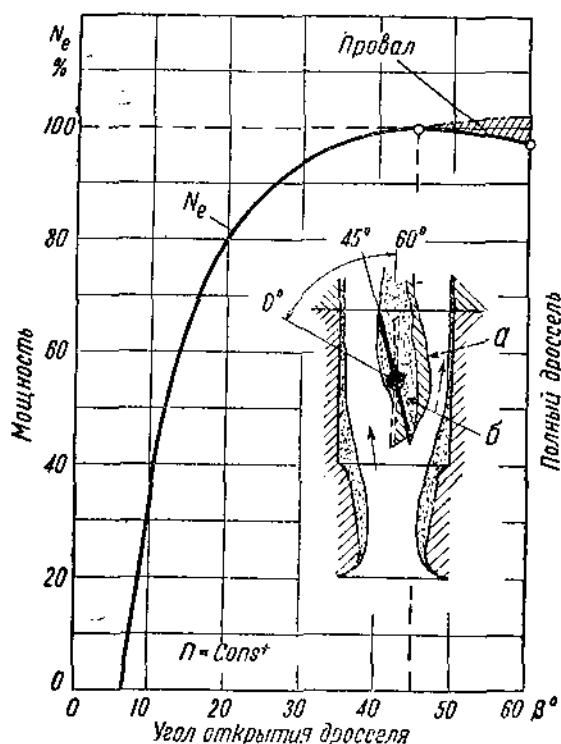


Фиг. 50. Провал на полном дросселе из-за состава смеси.

На фиг. 51 приведен пример образования „провала“ на полном дросселе вследствие неудачной формы дросселя. В приведенном примере площадь проходного сечения горловины диффузора была мала, т. е. воздух вытекал из диффузора узким потоком. Толщина же дроссельной заслонки была велика. Вследствие этого у дроссельной заслонки при полном ее открытии образовался значительный вихревой мешок a , сильно сужавший проходное сечение у дросселя. С прикрытием дросселя, примерно на 15°, он становился в такое положение, при котором вихревой мешок b получался меньше, чем на полном дросселе, отчего и увеличивалась мощность. Указанный провал на полном дросселе имел место только при определенном соотношении между толщиной дросселя и диаметром горловины диффузора и исчезал при ее увеличении.

На фиг. 52 приведен пример образования „провала“ вследствие неправильного распределения смеси по цилиндрам двигателя при расположении карбюратора на шестицилиндровом двигателе.

Случай указанного провала имел место на автодвигателе с расположением дроссельной заслонки относительно всасывающей трубы, по схеме I (фиг. 52). При работе на полном дросселе вытекающее из форсунки распыленное топливо сравнительно равномерно делилось дроссельной заслонкой на равные части между

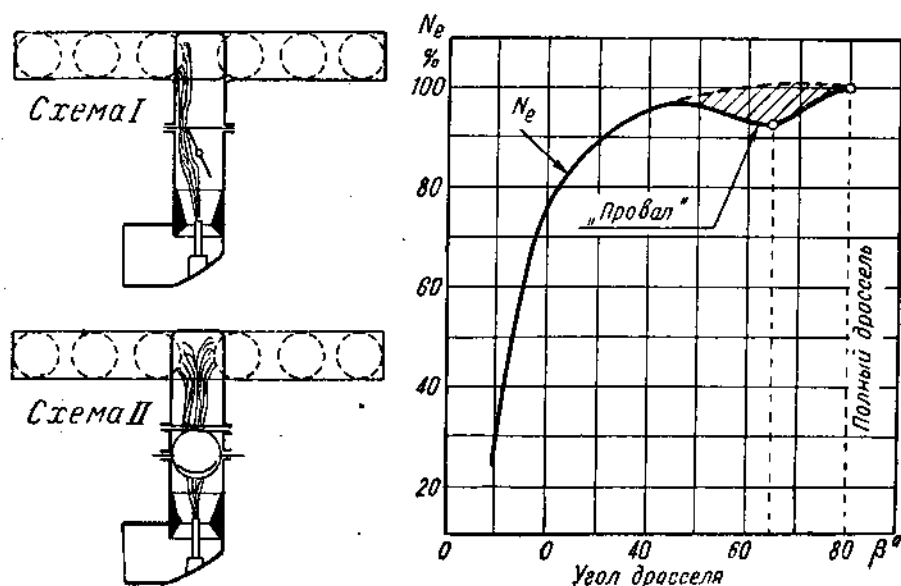


Фиг. 51. Провал на полном дросселе из-за неудачной формы дросселя.

левыми и правыми цилиндрами двигателя. С прикрытием заслонки топливо получало отклонение в левый проход у дросселя и вызывало обогащение смеси в правых цилиндрах, что в свою очередь и вызывало падение мощности двигателя. Наиболее сильно это явление наблюдалось при открытии дроссельной заслонки на 65° . При дальнейшем прикрытии заслонки распределение смеси улучшалось вследствие того, что на более сильных прикрытиях заслонки, во-первых, улучшалось распыливание и испарение топлива в узкой щели у дросселя, а во-вторых, скорость движения неспаренных частиц топлива за дросселем, на прикрытых дросселях, была меньше, и они успевали лучше распределяться по цилиндрам.

Диаграмма фиг. 52 дает характер указанного провала. Нужно отметить, что при отклонении топливной форсунки вправо провал на прикрытом до 65° дросселе исчезал, но появлялся на пол-

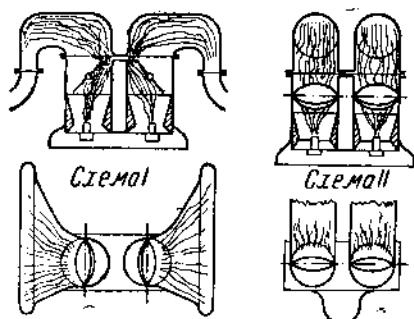
ном дросселе вследствие переобогащения смеси в правых и обеднения смеси в левых цилиндрах при полностью открытом дросселе.



Фиг. 52. Провал при дросселировании из-за неправильного распределения смеси по цилиндрам.

Схема I (фиг. 52) расположения дроссельной заслонки является наиболее часто распространенной на автодвигателях. Однако более совершенным способом расположения дроссельной заслонки нужно считать схему II (фиг. 52), хотя она и встречается значительно реже.

На фиг. 53 даны две типичные схемы расположения дроссельных заслонок сдвоенных карбюраторов многоцилиндровых (авиа) двигателей. При расположении карбюратора между блоками V-образного двигателя применяется расположение дроссельных заслонок с параллельными осями по схеме I (фиг. 53). При расположении карбюратора на конце длинной всасывающей трубы дроссельные заслонки сдвоенного карбюратора располагаются обычно на одной оси (схема II, фиг. 53).

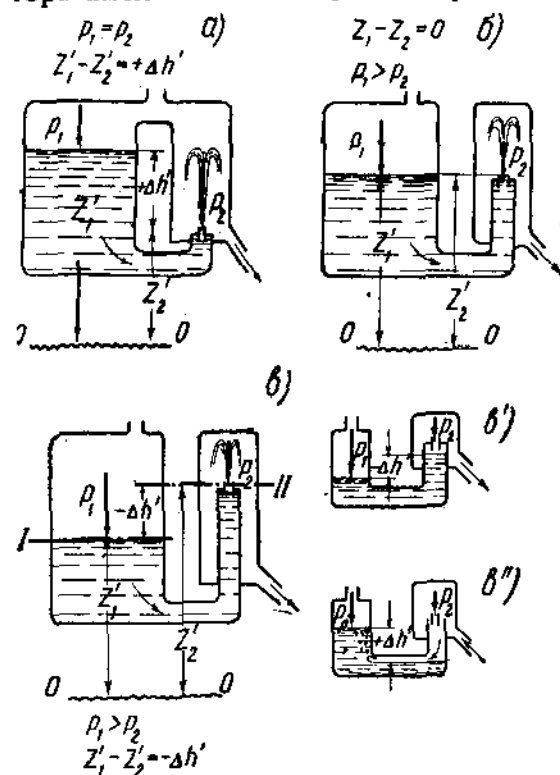


Фиг. 53. Основные схемы расположения дросселя на многоцилиндровых двигателях.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ИСТЕЧЕНИЕ ТОПЛИВА ИЗ ЖИКЛЕРОВ

При истечении топлива через жиклеры современного карбюратора имеют место следующие три основные схемы.



Фиг. 54. Схема истечения топлива из жиклера.

На схеме *a* фиг. 54 истечение топлива происходит под действием разности высот $Z_1 - Z_2 = +\Delta h$ уровней топлива в камере истечения и в жиклере. Обе высоты отмерены от произвольной горизонтальной плоскости $O-O$. В этой схеме давление p_1 на поверхность топлива в сосуде и давление p_2 на поверхность топлива в жиклере равны: $p_1 = p_2$.

На схеме *б* фиг. 54 истечение топлива происходит под действием разницы давлений $p_1 - p_2$; p_1 давление — в сосуде, откуда происходит истечение, и p_2 — давление на топливо в жиклере. В этом случае высота Z_1 уровня топлива в сосуде, откуда происходит истечение, равна высоте Z_2 уровня топлива в жиклере, отсчитанной от той же произвольно взятой

горизонтальной плоскости отсчета — $O-O$, т. е. $Z_1 = Z_2$ и $\Delta h = 0$.

В схеме *в* фиг. 54 дан общий случай истечения топлива из жиклера, являющийся комбинацией из двух предыдущих. В этой схеме истечение топлива может быть обусловлено как разницей давлений, так и разницей уровней и истечение топлива может происходить:

1. За счет разницы давлений $p_1 - p_2$ и разницы уровней $Z_1 - Z_2 = +\Delta h$, действующих одновременно.

2. За счет только разницы давлений $p_1 - p_2$ при одинаковой высоте уровня топлива в камере истечения и в жиклере, т. е. при $Z_1 = Z_2$ и $\Delta h = 0$.

3. За счет разницы давлений $p_1 - p_2$ при жиклере, расположенном выше уровня топлива в камере истечения, т. е. при $Z_1 < Z_2$, или при $Z_1 - Z_2 = -\Delta h$.

В этом случае разница уровней Δh имеет отрицательное значение, т. е. замедляет истечение топлива, происходящее за счет разницы давлений $p_1 - p_2$. В частном случае при большой высоте жиклера над уровнем топлива в камере и при малой разнице давлений $p_1 - p_2$ истечение вовсе прекратится, и вся разница давлений будет затрачена лишь на то, чтобы поднять топливо в трубке жиклера на некоторую высоту (схема *в'*, фиг. 54).

4. За счет разницы $Z_1 - Z_2$ высот: уровня топлива в камере истечения и высоты жиклера. В этом случае разница давлений $p_1 - p_2$ может быть отрицательной, т. е. давление p_1 в сосуде, откуда происходит истечение, может быть меньше давления p_2 у жиклера. В этом случае разница давлений $(p_1 - p_2) < 0$ и имеет отрицательный знак, т. е. препятствует истечению топлива. Если разница высот $Z_1 - Z_2 = +h$ незначительна, а разница давлений $p_1 - p_2$ имеет большое отрицательное значение, то истечение топлива прекратится, и в камеру истечения через жиклер начнет „подсасываться“ воздух (схема *в''*, фиг. 54).

Если в каждом данном случае известно, какие причины обуславливают истечение топлива в жиклере, то соответствующий его расход может быть подсчитан на основании следующих уравнений.

Скорость топлива в жиклере зависит исключительно от разницы давлений или от разницы высот, но не от размеров жиклера. Скорость может быть подсчитана на основании уравнения сохранения энергии, написанного для двух сечений потока топлива. В качестве первого сечения следует брать площадь сечения поверхности топлива в камере истечения (в большинстве случаев это будет поверхность уровня топлива в поплавковой камере). В качестве второго сечения следует брать поперечное сечение отверстия жиклера.

На фиг. 54 *в* расчетные сечения отмечены горизонтальными пунктирными линиями *I* и *II*.

Уравнение сохранения энергии для расчетных сечений *I* и *II* напишется так:

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{энергия потока} \\ \text{в сечении } I \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{энергия потока} \\ \text{в сечении } II \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} \text{потеря энергии потока} \\ \text{между сеч. } I \text{ и } II \end{array} \right\} \quad (27')$$

Чтобы при истечении топлива из жиклера уровень топлива в камере истечения не изменялся (чтобы сечение *I* не опускалось), нужно, чтобы в камеру истечения непрерывно поступало топливо в том количестве, в котором топливо вытекает из жиклера.

Если предположить, что через оба расчетных сечения *I* и *II* протекает каждую секунду G_m килограммов топлива, то количество

энергии как в первом, так и во втором сечениях будет состоять из следующих факторов:

1) секундной кинетической энергии:

$$\frac{mw^2}{2} = \frac{G'_T w^2}{2g} \left(\frac{\text{кг. м}}{\text{сек}} \right)$$

2) секундной статической энергии:

$$Pw = P \frac{Q'_T}{f'_T} = \frac{PG'_T}{f'_T \gamma_T} = \frac{P}{\gamma_T} G'_T \left(\frac{\text{кг. м}}{\text{сек}} \right)^* ;$$

3) энергии положения:

$$Z' G'_T \left(\frac{\text{м кг}}{\text{сек}} \right),$$

(т. е. секундной энергии, обусловленной высотой расчетного сечения над произвольной горизонтальной плоскостью отсчета одной и той же для всех расчетных сечений).

Потери энергии между первым и вторым расчетными сечениями возникают лишь при протекании топлива по каналам и возрастают с возрастанием скоростей движения. Поэтому принято выражать эти потери энергии в долях величины кинетической энергии второго из двух расчетных сечений.

Отнеся полученные выше значения энергии к 1 кг топлива, протекающего ежесекундно, и подставив их в основное уравнение сохранения энергии для двух последовательных сечений потока I и II, получим уравнение (Бернулли) для топлива:

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma_T} + Z_1' = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma_T} + Z_2' + \frac{w_2^2}{2g} \xi_{I-II}. \quad (27)$$

Это уравнение дает зависимость между разницей давлений $p_1 - p_2$ и разницей высоты уровней $Z_1' - Z_2'$. $\pm \Delta h^1$ в расчетных сечениях I и II, с одной стороны, и скорости топлива в расчетных сечениях — с другой.

В большинстве случаев камерой истечения является поплавковая камера карбюратора, площадь поверхности топлива в которой во много раз больше, чем площадь сечения жиклера; например: главный жиклер 14 карбюратора (фиг. 11) имеет отверстие диаметром 1,3 мм, а поплавковая камера около 62 мм, т. е. площадь сечения поплавковой камеры в $62^2/1,3^2 = 2270$ раз больше, чем площадь жиклера. Во столько же раз скорость топлива в поплавковой камере меньше, чем скорость топлива в жиклере. Величина же живой силы топлива в поплавковой камере $\frac{w_1^2}{2g}$ меньше, чем величина живой силы топлива $\frac{w_2^2}{2g}$ в жиклере пропорционально квадрату скорости в этих сечениях, т. е. в $2270^2 = 5\,150\,000$; как видно, в приведенном примере величина живой силы топлива в поплавковой камере в 5 150 000 раз меньше величины живой

* Q'_T — секундный расход в $\text{м}^3/\text{сек}$; f'_T — площадь сечения потока в м^2 ; γ_T — уд. вес топлива в $\text{кг}/\text{м}^3$; P — действующая сила давления в кг и w — скорость в $\text{м}/\text{сек}$.

силы топлива в жиклере и ею можно пренебречь, т. е. принять, что $\frac{w_{ж}^2}{2g} = 0$. Это допущение справедливо в большинстве случаев решения практических задач по расчету скорости топлива в жиклере.

Если теперь индекс II в уравнении (27) заменить индексом Ж и согласно фиг. 54 обозначить величину $Z_1' - Z_2'$ величиною $\pm \Delta h'$, то уравнение (27) можно переписать так:

$$\frac{w_{ж}^2}{2g} (1 + \epsilon_{ж}) = \frac{p_1 - p_{ж}}{\gamma_T} + (Z_1' - Z_2') = \frac{p_1 - p_{ж}}{\gamma_T} \pm \Delta h'; \quad (27')$$

откуда

$$w_{ж} = \sqrt{\frac{2g}{1 + \epsilon_{ж}} \left(\frac{p_1 - p_{ж}}{\gamma_T} \pm \Delta h' \right)},$$

обозначая

$$\sqrt{\frac{1}{1 + \epsilon_{ж}}} = \varphi_{ж}, \quad (28)$$

получим:

$$w_{ж} = \varphi_{ж} \sqrt{2g \left(\frac{p_1 - p_{ж}}{\gamma_T} \pm \Delta h' \right)}; \quad (29')$$

в этом выражении

$w_{ж}$ — скорость топлива в м/сек;

$2g = 19,6$ — удвоенное земное ускорение в м/сек;

p_1 — давление на поверхность топлива в камере истечения кг/м или в мм вод. ст.;

$p_{ж}$ — давление на поверхность топлива в жиклере в кг/м или в мм вод. ст.;

$\pm \Delta h'$ — высота жиклера над поверхностью топлива в камере истечения в мм (знак +, если жиклер ниже уровня, и —, если он выше).

Удобнее выражать удельный вес топлива не в кг/м³, а в кг/л:

$$\gamma_T' \text{ (кг/м}^3\text{)} = 1000 \cdot \gamma_T \text{ (кг/л)}$$

и высоту $\pm \Delta h'$ не в м, а в мм:

$$\pm \Delta h' \text{ (м)} = \pm \frac{\Delta h}{1000} \text{ (мм)};$$

тогда выражение для скорости топлива примет вид:

$$\begin{aligned} w_{ж} &= \varphi_{ж} \sqrt{2g \left(\frac{p_1 - p_{ж}}{\gamma_T 1000} \pm \frac{\Delta h}{1000} \right)} = \\ &= \varphi_{ж} \sqrt{\frac{2g}{1000 \gamma_T} (p_1 - p_{ж} \pm \Delta h \gamma_T)}, \end{aligned}$$

или

$$w_{ж} = 0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_T}}, \quad (29)$$

где γ_T — уд. вес топлива в кг/л;

$H_{ж}$ — напор при истечении в мм вод. ст.;

$$H_{ж} = (p_1 - p_{ж}) \pm \Delta h \gamma_T. \quad (30)$$

Если известна площадь проходного сечения жиклера

$$f'_{ж} (м^2) = \frac{f_{ж} (мм^2)}{1\,000\,000},$$

то расход топлива может быть найден по уравнению неразрывности:

$$Q'_T = w_{ж} f'_{ж} \quad \text{и} \quad G'_T (кг/сек) = Q'_T (м^3/сек) \gamma'_T (кг/м^3),$$

или

$$G'_T (кг/сек) = w_{ж} (м/сек) \cdot f'_{ж} (м^2) \cdot \gamma'_T (кг/м^3),$$

или

$$G_T (кг/час) = 3600 G'_T (кг/сек) = 3,6 \cdot w_{ж} \cdot f'_{ж} \cdot \gamma_T$$

Подставляя сюда значение скорости $w_{ж}$ из уравнения (29)

$$G_T = 3,6 \cdot f_{ж} \cdot \gamma_T \cdot 0,0316 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_T}},$$

получим:

$$G_m = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_T \cdot H_{ж}}. \quad (31)$$

Здесь G_T — часовой расход топлива в кг/час;

Q'_T — объемный расход топлива в м³/сек;

$f'_{ж}$ — площадь проходного сечения жиклера в мм²;

γ_T — уд. вес топлива в кг/л;

$H_{ж}$ — напор при истечении топлива в мм вод. ст.;

$2g = 19,6$ — удвоенное земное ускорение в м/сек².

Напор при истечении $H_{ж}$ обуславливается в каждом данном случае схемой истечения.

При истечении за счет только разницы уровней по схеме фиг. 54 а

$$p_1 - p_{ж} = 0;$$

напор

$$H_{ж} = \pm \Delta h \gamma_m;$$

откуда расход

$$G_T = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \gamma_T \cdot \sqrt{2g \Delta h}. \quad (31')$$

При истечении за счет только разницы давлений по схеме фиг. 54 б

$$\pm \Delta h = 0;$$

напор

$$H_{ж} = p_1 - p_{ж};$$

откуда расход

$$G_T = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_T \cdot (p_1 - p_{ж})}. \quad (31'')$$

Анализируя уравнения (29), (31'') и (31) нетрудно заметить, что при прочих равных условиях скорость топлива и, следовательно, объемный расход изменяются обратно пропорционально корню

квадратному из удельного веса топлива, в то время как весовой расход изменяется прямо пропорционально корню квадратному из удельного веса топлива. Действительно, для двух значений удельного веса топлива $\gamma_{T I}$ и $\gamma_{T II}$ при прочих равных условиях на основании уравнения (29) можно написать:

при удельном весе топлива $\gamma_{T I}$ скорость топлива в жиклере будет:

$$w_{ж I} = 0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_{T I}}};$$

при удельном весе топлива $\gamma_{T II}$ скорость топлива при прочих равных условиях будет:

$$w_{ж II} = 0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_{T II}}}.$$

Отсюда

$$\frac{w_{ж I}}{w_{ж II}} = \frac{0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_{T I}}}}{0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \frac{H_{ж}}{\gamma_{T II}}}}$$

или

$$\frac{w_{ж I}}{w_{ж II}} = \sqrt{\frac{\gamma_{T II}}{\gamma_{T I}}}, \quad (32')$$

т. е. при прочих равных условиях скорости топлива в жиклере обратно пропорциональны удельным весам топлива.

В таком же отношении изменяются и объемные расходы. Весовые же расходы связаны с удельным весом воздуха как-раз обратной зависимостью.

Если весовой расход при удельном весе $\gamma_{T I}$ по ур. 31:

$$G_{T I} = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_{T I} \cdot H_{ж}}$$

и при удельном весе топлива $\gamma_{T II}$ при прочих равных условиях:

$$G_{T II} = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_{T II} \cdot H_{ж}},$$

то отношение весовых расходов будет:

$$\frac{G_{T I}}{G_{T II}} = \frac{0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_{T I} \cdot H_{ж}}}{0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_{T II} \cdot H_{ж}}}$$

или

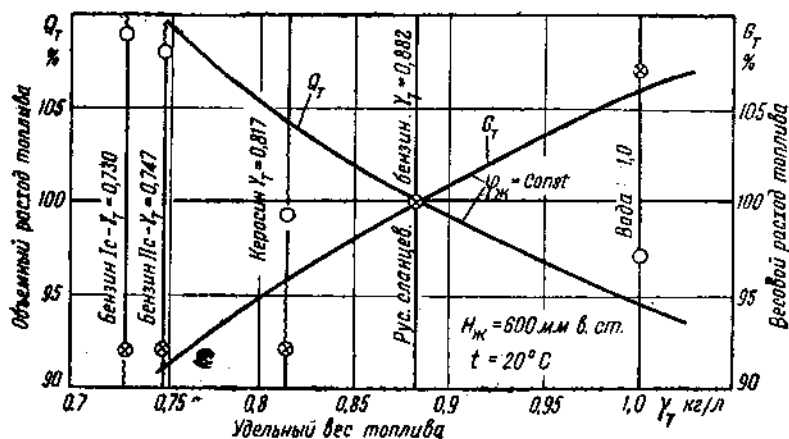
$$\frac{G_{T I}}{G_{T II}} = \sqrt{\frac{\gamma_{T I}}{\gamma_{T II}}}, \quad (32)$$

т. е. при прочих равных условиях весовой расход изменяется прямо пропорционально корню квадратному из удельного веса топлива.

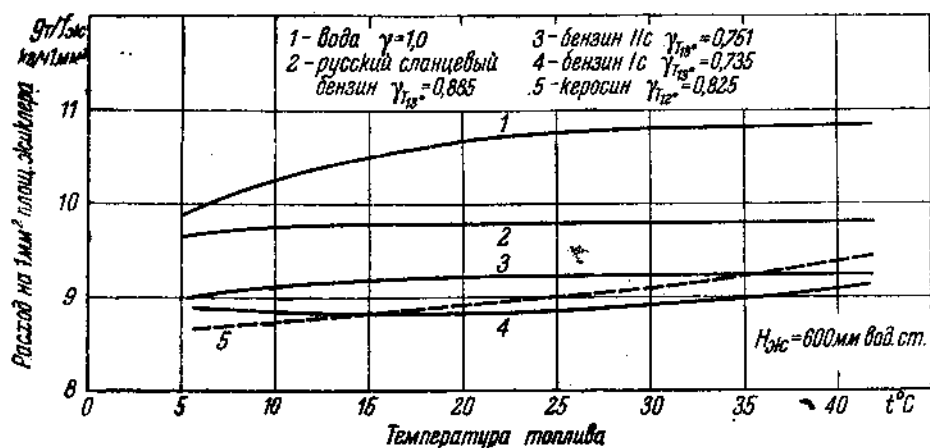
На фиг. 55 дано изменение объемного Q_T и весового — G_T расхода топлива при изменении его удельного веса. Здесь Q_T и G_T выражены в процентах от расходов при $\gamma_T = 0,882 \text{ кг/л}$.

Нужно заметить, что указанные изменения Q_T и G_T имеют место лишь в том случае, когда при истечении топлив разного

удельного веса γ_T коэффициент $\varphi_{ж}$ остается постоянным и когда напор $H_{ж}$ в мм вод. ст. остается один и тот же. В действительности, с изменением удельного веса топлива изменяется его вязкость и, следовательно, коэффициент $\varphi_{ж}$.



Фиг. 55. Изменение объемного и весового расходов от удельного веса топлива.



Фиг. 56. Изменение расхода топлива от температуры.

На фиг. 55 кроме кривых Q_T и G_T даны опытные точки объемного и весового расхода разных топлив в зависимости от их удельного веса при температуре 20°C и при постоянном напоре $H_{ж} = 600$ мм вод. ст. Как видно, опытные точки несколько выпадают с кривых за счет разных значений коэффициентов $\varphi_{ж}$, но все же они подтверждают общую справедливость указанной выше зависимости Q_T и G_T от γ_T .

На фиг. 56 даны кривые изменения весового расхода топлива на каждый кв. миллиметр площади жиклера ($\frac{G_T}{\gamma_{ж}}$ кг/час на 1 м.м^2)

с изменением температуры топлива при постоянном напоре $H_{ж} = 600$ мм вод. ст. С увеличением температуры удельный вес топлива уменьшается, однако расход $\frac{G_T}{f_{ж}}$ возрастает. Это указывает, что здесь влияние изменения вязкости топлива значительнее, чем влияние изменения удельного веса топлива. Если истечение топлива будет осуществлено по схеме фиг. 54 а и при топливах разного удельного веса будет сохраняться постоянная разность высот $+\Delta h$ в мм (или в м) высоты, то напор $H_{ж}$ при этом будет изменяться в зависимости от удельного веса топлива. Применительно к схеме фиг. 54 а уравнение (30) может быть переписано так:

$$H_{ж} = +\Delta h \cdot \gamma_T;$$

подставляя это значение напора в выражение (29) для скорости истечения по схеме фиг. 54, а, получим:

$$w_{ж} = 0,036 \cdot \varphi_{ж} \cdot \sqrt{2g\Delta h}; \quad (32'')$$

в этом выражении скорость топлива от удельного веса не зависит, т. е. при истечении по схеме фиг. 54 а при постоянной разнице высот $+\Delta h$ и при прочих равных условиях скорость топлива не зависит от его удельного веса (сравни с уравнением 32'). Изменение же весового расхода топлива в зависимости от изменения его удельного веса при истечении по схеме фиг. 54 а при постоянной разнице высот $+\Delta h$ определится следующим образом:

Для удельного веса топлива γ_{T_I} весовой расход по уравнению (31') будет:

$$G_{T_I} = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \gamma_{T_I} \cdot \sqrt{2g\Delta h};$$

для удельного же веса $\gamma_{T_{II}}$ при прочих равных условиях:

$$G_{T_{II}} = 0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \gamma_{T_{II}} \cdot \sqrt{2g\Delta h},$$

откуда

$$\frac{G_{T_I}}{G_{T_{II}}} = \frac{0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \gamma_{T_I} \cdot \sqrt{2g\Delta h}}{0,114 \cdot f_{ж} \cdot \varphi_{ж} \cdot \gamma_{T_{II}} \cdot \sqrt{2g\Delta h}}$$

или

$$\frac{G_{T_I}}{G_{T_{II}}} = \frac{\gamma_{T_I}}{\gamma_{T_{II}}}, \quad (32''')$$

т. е. при истечении топлива по схеме фиг. 54 а при постоянной разнице высот $+\Delta h$ и при прочих равных условиях весовой расход изменится прямо пропорционально удельному весу топлива (сравни с уравнением 32).

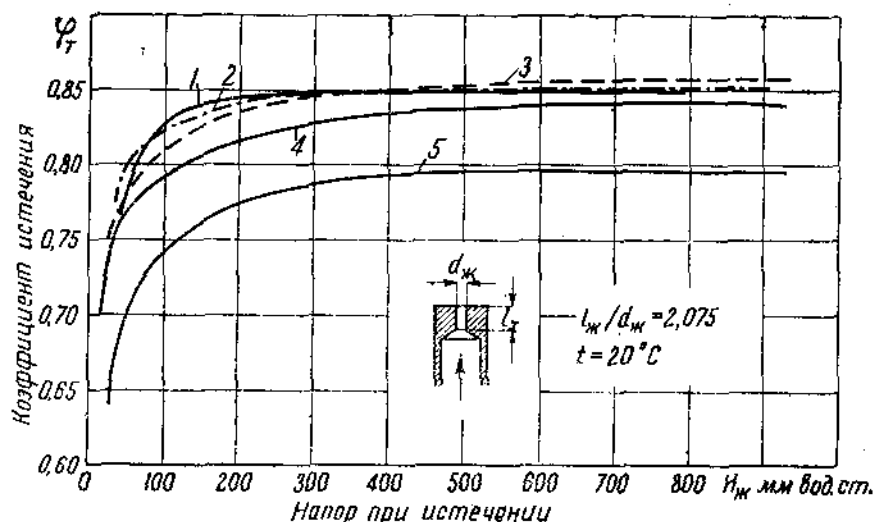
§ 18. Коэффициент истечения из жиклеров

При истечении топлива по схемам фиг. 54 потери кинетической энергии между I и II расчетными сечениями в основном уравнении (27) учитывались коэффициентом ξ_{I-II} . Этот же коэффициент в уравнении (27''), написанном применительно к жиклеру, обозначался через $\xi_{ж}$ и, наконец, в последующих уравнениях скорости и

расхода он был заменен коэффициентом истечения $\varphi_{ж}$. Зависимость между коэффициентами $\varphi_{ж}$ и $\xi_{ж}$ выражается уравнением (28).

Коэффициенты $\varphi_{ж}$ и $\xi_{ж}$ учитывают все потери энергии при протекании топлива на всем протяжении между расчетными сечениями I и II (схема фиг. 54 б).

В большинстве случаев проходные каналы для топлива у существующих карбюраторов делаются достаточно широкими по



Фиг. 57. Изменение коэффициента расхода для разных топлив по напору.

1 — вода $\gamma = 1,0$; 2 — русский сланцевый бензик $\gamma_{T_{13^{\circ}}} = 0,885$; 3 — бензин II с. — $\gamma_{T_{13^{\circ}}} = 0,751$; 4 — бензин I с. — $\gamma_{T_{13^{\circ}}} = 0,735$; 5 — керосин — $\gamma_{T_{12^{\circ}}} = 0,825$.

сравнению с размерами проходного отверстия жиклера, и потому при расчетах часто пренебрегают потерями энергии в каналах карбюратора, учитывая лишь те потери, которые имеют место в самом отверстии жиклера и при входе в него. Поэтому коэффициенты $\xi_{ж}$ и $\varphi_{ж}$ в дальнейшем будем относить к отверстию самого жиклера. Таким образом в нашем изложении будем называть коэффициент $\varphi_{ж}$ — коэффициентом истечения жиклера, а коэффициент $\xi_{ж}$ — коэффициентом потери энергии жиклера.

Коэффициент $\varphi_{ж}$ истечения жиклера зависит от следующих факторов.

1) от физических свойств топлива, особенно от его вязкости и удельного веса, а следовательно от температуры топлива при истечении;

2) от скорости истечения или от величины напора $H_{жк}$;

3) от формы жиклера; особенно от входной кромки отверстия и от отношения длины отверстия к его диаметру.

На фиг. 57 дана зависимость изменения коэффициента истечения $\varphi_{ж}$ одного и того же жиклера от напора $H_{жк}$ при истечении разных топлив. Здесь напор дан в мм вод. ст.

Отношение длины отверстия жиклера к его диаметру $l_{ж}/d_{ж} = 2,075$. Температура топлива при истечении 20°C .

Кривые фиг. 57 указывают, что коэффициент истечения топлива из жиклера $\varphi_{ж}$ с увеличением напора $H_{ж}$ возрастает: при малых напорах весьма быстро, а при больших — незначительно.

На фиг. 58 дана зависимость изменения коэффициента истечения $\varphi_{ж}$ для разных топлив при изменении температуры топлива. Как видно, с увеличением температуры коэффициент $\varphi_{ж}$ увеличивается в большей или меньшей степени, что объясняется уменьшением вязкости жидкости с температурой.

На фиг. 59 и 60 дана зависимость коэффициента истечения от формы жиклера. На фиг. 59 дано влияние отношения длины канала $l_{ж}$ к диаметру жиклера $d_{ж}$. Как видно, коэффициент истечения $\varphi_{ж}$ имеет наибольшее значение при $l_{ж}/d_{ж} = 1,25 - 1,75$. При увеличении длины жиклера возрастают потери на трение, и коэффициент истечения падает. При уменьшении длины жиклера тоже ухудшаются его гидравлические качества, так как цилиндрический канал отверстия жиклера оказывает действие, напоминающее действие расширяющейся части диффузора, и чрезмерно короткий канал, лишенный цилиндрической части, тоже обладает малыми коэффициентами истечения.

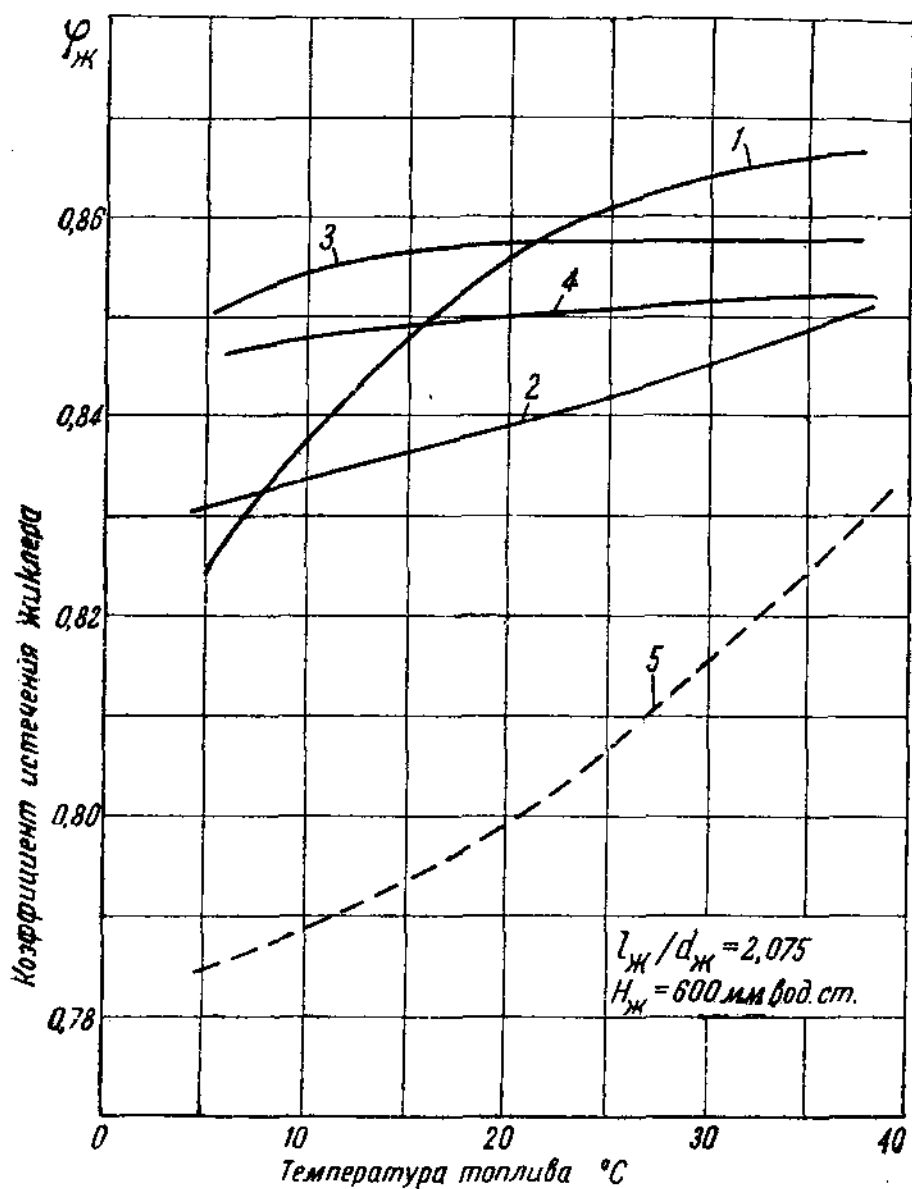
Здесь необходимо отметить, что с точки зрения правильной работы карбюратора величина коэффициента расхода $\varphi_{ж}$ не может служить критерием для оценки качества жиклера. Эта величина применяется лишь как расчетный поправочный коэффициент и, если у данного жиклера коэффициент $\varphi_{ж}$ мал, то, чтобы получить нужный расход, следует лишь взять проходное сечение отверстия жиклера несколько больших размеров.

Гораздо более существенным обстоятельством является устойчивость жиклера, т. е. такая форма, при которой жиклер давал бы вполне точный расход топлива, будучи сам изготовлен не очень точно.

В этом отношении, разбирая фиг. 59, нужно считать, что для хорошего жиклера отношение $l_{ж}/d_{ж}$ должно быть не менее 2,0—2,5, т. е. жиклер должен быть достаточно длинным. Действительно, при постоянном диаметре жиклера при отношении $l_{ж}/d_{ж} = 1,0 - 1,25$ незначительное изменение длины $l_{ж}$ сильно скажется на отношении $l_{ж}/d_{ж}$ и сейчас же отразится на коэффициенте $\varphi_{ж}$, так как на участке от $l_{ж}/d_{ж} = 0$ до $l_{ж}/d_{ж} = 1,25$ кривая $\varphi_{ж}$ имеет крутой подъем. При достаточно длинных жиклерах незначительное изменение длины $l_{ж}$ не так резко изменяет отношение $l_{ж}/d_{ж}$ и тем менее значительно повлияет на расход топлива, так как кривая $\varphi_{ж}$ при $l_{ж}/d_{ж} > 2$ идет сравнительно полого.

На фиг. 60 дано влияние формы входной грани жиклера на коэффициент истечения $\varphi_{ж}$. Здесь нужно отметить, что изготовление фаски на входной грани канала жиклера сильно изменяет не только величину коэффициента расхода $\varphi_{ж}$, но и самый характер изменения коэффициента $\varphi_{ж}$ по напору $H_{ж}$.

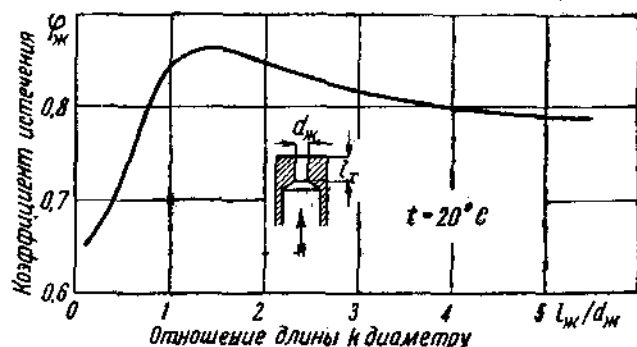
Здесь тоже необходимо отметить, что, рассматривая характер кривых 1 и 2 фиг. 60, можно было бы подумать, что форма жиклера по схеме 1 несколько выгоднее, чем форма жиклера по



Фиг. 58. Влияние температуры на коэффициент истечения жиклера для разных топлив.

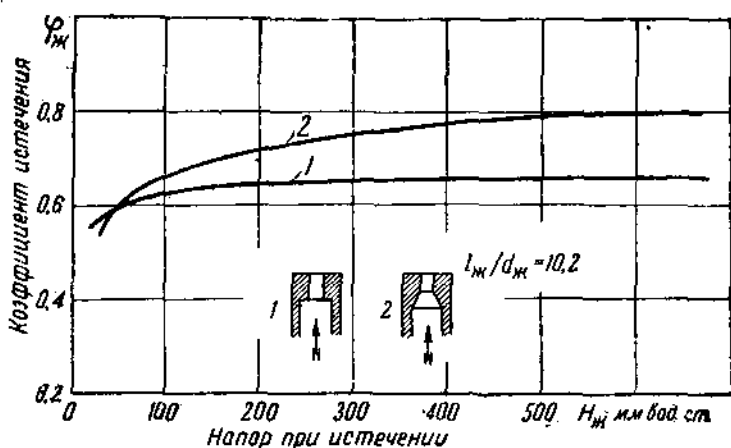
1 — вода — $\gamma = 1,0$; 2 — русский станд. бензин — $\gamma_{T_{B^0}} = 0,885$; 3 — бензин II сорта — $\gamma_{T_{B^0}} = 0,751$;
 4 — бензин I сорта — $\gamma_{T_{B^0}} = 0,753$; 5 — керосин — $\gamma_{T_{B^0}} = 0,825$.

схеме 2, так как при такой форме коэффициент $\varphi_{ж}$ более постоянен при изменениях напора. Однако это не совсем так. Острая входная кромка жиклера, изготовленного по схеме 1, быстро срашивается



Фиг. 59. Влияние отношения длины жиклера к диаметру на коэффициент истечения.

в эксплуатации, что сильно изменяет коэффициент $\varphi_{ж}$, в то время как жиклер, изготовленный по схеме 2, очень долго сохраняется в нормальной эксплуатации и потому устойчивее сохраняет расход топлива. Поэтому у жиклеров современных карбюраторов на входной грани канала должна быть сгата фаска.

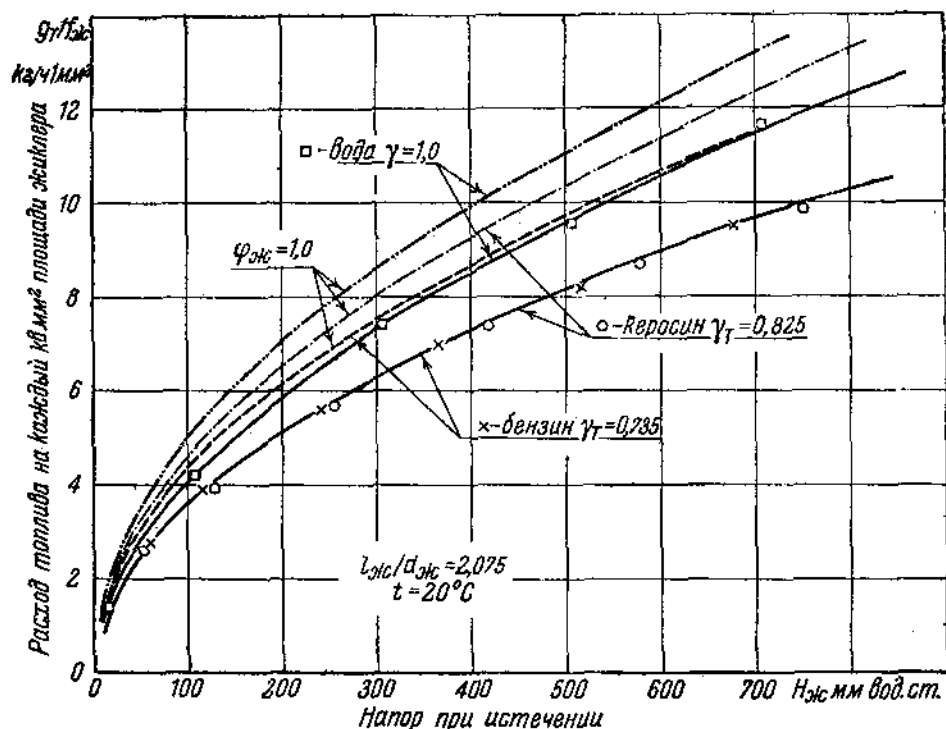


Фиг. 60. Влияние кромки входной грани на коэффициент истечения жиклера.

Таким образом коэффициент истечения $\varphi_{ж}$ зависит от многих факторов — как от геометрических размеров отверстия жиклера и гладкости стенок его канала, так и от физических свойств протекающего через жиклер топлива, а также и от скорости истечения. Наибольшее значение коэффициента истечения $\varphi_{ж}$ будет иметь в теоретическом случае, при истечении без потерь и когда топливо в канале жиклера протекает полным сечением без сжатия потока

при входе. В этом теоретическом случае коэффициент истечения имеет наибольшее значение $\varphi_{жк} = 1,0$. Связанный же с ним коэффициент $\xi_{жк}$ потери кинетической энергии в этом случае имеет минимальное значение $\xi_{жк} = 0$ (см. уравнение 28).

На фиг. 61 дана диаграмма изменения весового расхода топлива на каждый кв. миллиметр площади проходного сечения жиклера, полученная при опытах с одним жиклером при истечении бензина I сорта, бензина II сорта, керосина и воды.



Фиг. 61. Изменение расхода топлива на каждый кв. мм площади жиклера при разных напорах.

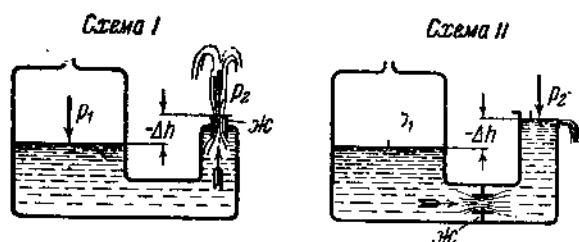
На фиг. 61 построены опытные кривые и теоретические, (пунктирные), подсчитанные при $\varphi_{жк} = 1$. Как видно, в этих опытах весовой расход керосина и бензина практически одинаков, хотя при $\varphi_{жк} = 1$ расход керосина должен был бы быть больше ввиду его большего удельного веса (фиг. 55).

Затопленные жиклеры

Выше были разобраны случаи истечения топлива, когда жиклер был расположен на конце форсунки, и топливо вытекало непосредственно в воздух. Однако почти во всех современных карбюраторах жиклеры располагаются не на конце топливной форсунки, а где-либо в топливных каналах. Истечение из таких жик-

леров происходит под уровнем топлива в канале. Такие жиклеры называются затопленными жиклерами.

На фиг. 62 даны схемы незатопленного (схема I) и затопленного (схема II) жиклеров. Жиклер указан индексом $ж$. Нужно отметить, что при расчетах затопленных жиклеров полностью применимы все ранее выведенные уравнения, с той лишь разницей, что



Фиг. 62. Схемы истечения.

при затопленном жиклере разница высот $\pm \Delta h$ измеряется между высотой уровня топлива в камере истечения и высотой уровня топлива в канале за жиклером так, как это показано на схеме II фиг. 62.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РАСПЫЛИВАНИЕ И ИСПАРЕНИЕ ТОПЛИВА В КАРБЮРАТОРЕ

Струя топлива, вытекающего из жиклера, попадает в поток быстро несущегося воздуха. Скорость топлива при истечении и скорость воздуха в диффузоре обуславливается разрежением.

Скорость топлива пропорциональна выражению $\sqrt{\frac{2g\Delta p_0}{\gamma'_T}}$, скорость воздуха — выражению $\sqrt{\frac{2g\Delta p_0}{\gamma_s}}$, где γ'_T — удельный вес топлива (кг/м^3), а γ_s — удельный вес воздуха (кг/м^3). Отсюда скорость воздуха в $\sqrt{\frac{\gamma'_T}{\gamma_s}}$ раз больше скорости топлива: для бензина, примерно, в $\sqrt{\frac{740}{1,293}} = 24$ раза, а для керосина — $\sqrt{\frac{820}{1,293}} = 25$ раз.

Истечение топлива в воздушный поток может происходить или параллельно направлению скорости воздуха или же под некоторым углом. В этом последнем случае относительная скорость воздуха и топлива будет еще больше.

Протекающий с большой скоростью воздух в силу трения (аэродинамического давления) увлекает частицы топлива и разрывает их на мелкие капли.

При распыливании топлива воздух затрачивает некоторую работу на растяжение поверхностной пленки топлива. Работа эта по закону Гаусса выражается следующим уравнением:

$$dN = \alpha_{n.n} dF_T,$$

где: $\alpha_{n.n}$ — коэффициент поверхностного натяжения в динах на сантиметр, зависящий от физических свойств жидкости;

dN — приращение работы при увеличении поверхности жидкости в деци-сантиметрах;

dF_T — приращение поверхности топлива при распыливании или увеличение поверхностной пленки в см^2 .

Полная работа, затраченная на распыливание топлива до некоторого предела, определится, если предположить, что в начальный момент перед распыливанием поверхность топлива $F_T = 0$, тогда:

$$N = \alpha_{n.n} F_T \text{ или } F_T = \frac{N}{\alpha_{n.n}}.$$

Имея в виду, что вес шарика топлива

$$G_w = \frac{\pi d_w^3}{6} \gamma_T,$$

что число шариков после распыливания топлива весом G_T

$$m = \frac{G_T}{G_w} = \frac{G_T \cdot 6}{\pi d_w^3 \gamma_T},$$

что поверхность всех шариков топлива

$$F_T = m \cdot \pi \cdot d_w^2 = \frac{G_T \cdot 6 \cdot \pi \cdot d_w^2}{\pi \cdot d_w^3 \cdot \gamma_T} = \frac{G_T \cdot 6}{d_w \gamma_T}$$

и что работа N , затраченная на распыливание топлива, получалась за счет относительной скорости воздуха и топлива и что в момент распыливания эта скорость практически равна скорости воздуха, а затраченная на распыливание работа пропорциональна живой силе воздуха, можно написать:

$$F_T = \frac{N}{\alpha_{л.к}} = A' \frac{w_s^2 \gamma_s}{2g \cdot \text{п.к.}} = \frac{6 \cdot G_T}{d_w \gamma_T},$$

или диаметр шарика при $A = \frac{1}{A'}$:

$$d_w = A \frac{2g \cdot \alpha_{л.к.}}{w_s^2 \gamma_s};$$

а так как скорость воздуха w_s обусловлена разрежением в карбюраторе, т. е.

$$\frac{w_s^2 \gamma_s}{2g} = \Delta p_k,$$

то диаметр шарика топлива

$$d_w = \frac{A \cdot \alpha_{л.к.}}{\Delta p_k}, \quad (33)$$

где A — некоторый коэффициент обуславливающийся конструкцией карбюратора, т. е. средний диаметр шариков распыленного топлива изменяется обратно пропорционально квадрату скорости воздуха (или разрежению) и прямо пропорционально коэффициенту поверхностного натяжения топлива.

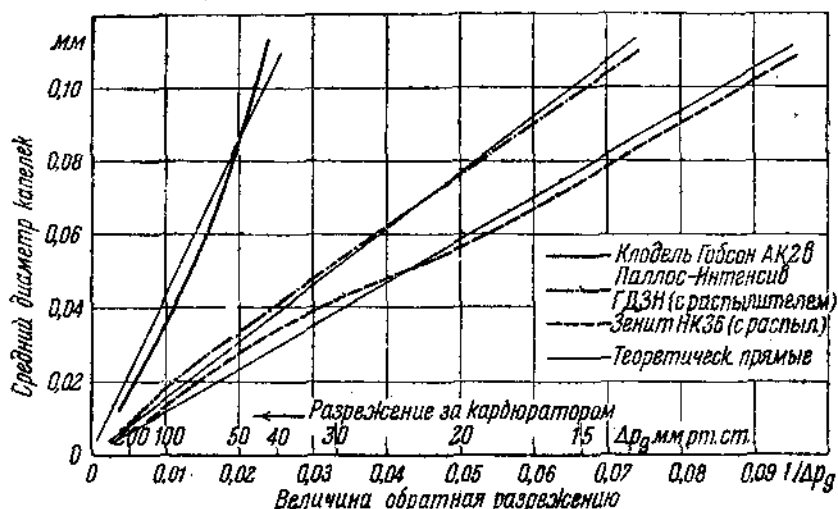
Принимая значения коэффициента $\alpha_{л.к.}$ в динах на сантиметр для различных топлив равными следующим величинам: бензол — 29,4, керосин — 26,5, алкоголь — 26,3, бензин — 21, эфир — 20,1 и вода — 78, можно видеть на основании уравнения (33), что при прочих равных условиях наибольшую поверхность при распыливании (т. е. распыливаются на наиболее мелкие части) дают эфир и бензин, далее следует керосин и алкоголь и, наконец, бензол; вода же распыливается значительно хуже, чем все приведенные топлива.

На фиг. 63 даны кривые изменения среднего диаметра капелек по $\frac{1}{\Delta p_k}$ при распыливании керосина карбюраторами разного типа.

На фиг. 63 жирные кривые соответствуют экспериментальным результатам (опытов физико-технической лаборатории в Мюнхене), а тонкие прямые вычислены по уравнению.

Как видно, значение числителя $A_{\alpha, n}$ практически можно считать постоянным, т. е. размеры капелек растут обратно пропорционально разрежению за карбюратором или обратно пропорционально квадрату скорости воздуха.

Диаграмма фиг. 63 показывает, что разные карбюраторы дают различную тонкость распыливания. Например, при $\Delta p_d = 50$ мм рт. ст. или при 680 мм вод. ст. карбюратор Клодель-Гобсон АК 26 дает диаметр капелек среднего размера около 0,085 мм, в то время как



Фиг. 63. Кривые изменения среднего диаметра капель при распыливании керосина карбюраторами разного типа.

Паллас — интенсивность около 0,033 мм, а Зенит НК 36 около 0,027 мм. Далее видно, что при уменьшении разрежения в диффузоре, т. е. при уменьшении в нем скорости воздуха, диаметр среднего размера капелек быстро возрастает.

§ 19. Адиабатическое испарение топлива в карбюраторе

Во время распыливания топлива в карбюраторе происходит одновременно его испарение, так как при этом струя воздуха интенсивно сдувает с поверхности топлива (и капелек) образующиеся на ней пары и понижает их давление, отчего топливо быстро испаряется при низкой температуре. Температура топлива от испарения понижается, и топливо начинает получать тепло от обдувавшего его воздуха. От этого в свою очередь температура воздуха понижается. Скорость испарения топлива зависит от его физических свойств и от скорости подвода тепла от воздуха к топливу.

Наиболее интенсивный подвод тепла имеет место в самый момент распыливания, так как здесь относительная скорость воздуха имеет наибольшее значение; кроме того, обдувающий воздух здесь имеет наиболее высокую температуру; по мере же охлаждения воздуха вследствие испарения топлива подвод тепла к топливу

уменьшается и испарение замедляется, когда же температуры уравниваются, процесс испарения прекратится.

Практически (по опытам физико-химического отдела НАТИ) адиабатический процесс испарения (т. е. испарение в воздухе без подвода тепла от стенки) заканчивается уже на расстоянии, меньшем 250 мм от жиклера. На этом пути испаряется уже вся та доля топлива, которая могла испариться при данных условиях, и дальнейшее испарение (при адиабатическом процессе) почти не происходит. Дальнейшее испарение возможно лишь за счет подвода тепла от стенок.

Понижение температуры при адиабатическом испарении

Баланс тепла при адиабатическом испарении топлива в карбюраторе напишется так:

$$X_T \cdot G_T \cdot r_T / 100 = \Delta t_T G_T C_T + \Delta t_s G_s \cdot C_{ps} \cdot *$$

Если считать, что температуры топлива и воздуха при входе в карбюратор одинаковы и после испарения они тоже равны, то понижение температуры топлива при испарении Δt_m будет равно понижению температуры воздуха Δt_s , т. е. $\Delta t_m = \Delta t_s = \Delta t$. Решая предыдущее уравнение баланса тепла относительно Δt , можно написать:

$$\Delta t = \frac{X_T \cdot r_T}{100 (C_T + \frac{G_s}{G_T} \cdot C_s)} = \frac{X_T r_T}{100 (C_T + C_{ps} \alpha)}, \quad (34)$$

температура воздуха (смеси) после адиабатического испарения будет:

$$t_{см} = t_s - \Delta t. \quad (34')$$

Здесь

$$\Delta t = \Delta t_s = \Delta t_T$$

понижение температуры воздуха и топлива во время испарения топлива;

C_T — уд. теплоемкость топлива в кал./кг (см. табл. 9);

$C_{ps} = 0,24$ уд. теплоемкость воздуха в кал./кг;

$G_s/G_T = \alpha$ — количество воздуха в кг, поданное карбюратором на 1 кг топлива;

α — коэффициент избытка воздуха;

L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива в кг/кг;

X_T — доля испарившегося топлива в %;

r_T — скрытая теплота парообразования топлива в кал./кг; (см. табл. 9);

$t_{см}$ — температура смеси в ° Ц после испарения;

t_s — температура воздуха до испарения в ° Ц.

Уравнение (34) указывает, что понижение температуры воздуха при адиабатическом испарении топлива тем больше, чем большая

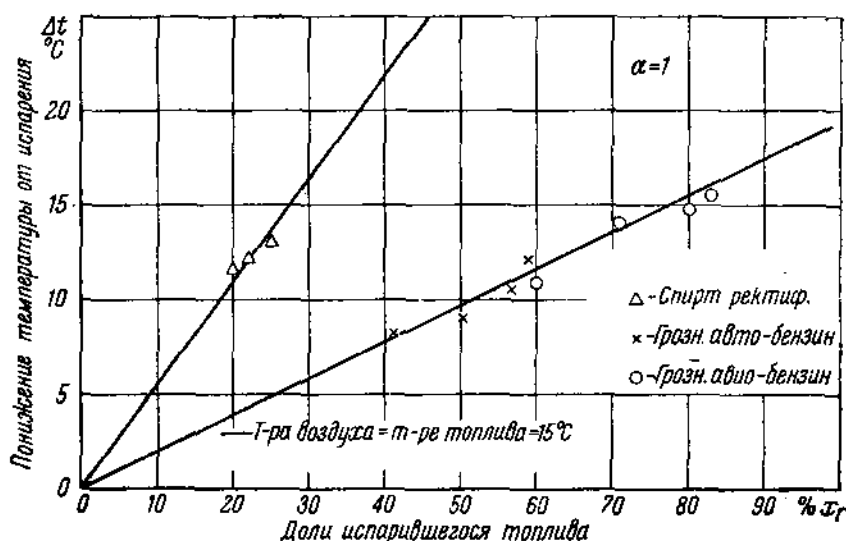
* Здесь для упрощения выводов теплоемкость паров топлива не выделена особо, и тепло, затраченное на нагревание паров топлива, учитывается как тепло, пошедшее на нагревание всей массы испарившегося и не испарившегося топлива.

доля топлива испаряется и чем богаче смесь, т. е. чем меньше коэффициент избытка воздуха α .

Таблица 9

Топливо	Уд. тепло- емкость топ- лива c_T , кал/кг $^{\circ}\text{C}$	Скрытая те- плота паро- образования топлива r_m кал/кг
Бензин	0,58	75
Керосин	0,58	75,6
Бензол (хим. чист.)	0,47	92
Толуол (хим. чист.)	0,44	86
Эфир	0,54	90
Спирт этиловый	0,57	220
Вода (при 15°C)	1,0	539

На фиг. 64 даны опытные точки и прямые уравнения (34) понижения температуры воздуха при испарении спирта ректификата, грозненского авиобензина и грозненского автобензина (по данным опытов физико-химического отдела НАТИ при опытах с динами-



Фиг. 64. Опытные точки и теоретические прямые понижения температуры воздуха при испарении некоторых топлив.

ческой испаряемостью топлив при адиабатическом процессе испарения) при температуре поступающего в карбюратор воздуха 15°C .

Опытные точки для обоих бензинов ложатся на общие прямые ввиду близости скрытой теплоты парообразования для этих топлив; точки же для спирта ложатся выше за счет большей скрытой теплоты парообразования спирта. Понижение температуры воздуха

при испарении спирта несколько ниже теоретического, за счет поглощения водяных паров воздуха спиртом, обладающим значительной гигроскопичностью, вследствие чего происходит выделение тепла.

Парциальное давление паров топлива в рабочей смеси

Температура испарения топлива обуславливается парциальным давлением его паров в смеси с воздухом, а не общим давлением рабочей смеси в карбюраторе.

Парциальное давление паров топлива в смеси выражается уравнением

$$p_T = G_T \frac{X_T}{100} R_T \frac{T}{V}. \quad (35'')$$

Парциальное давление воздуха в смеси выражается уравнением

$$p_s = G_s R_s \frac{T}{V}. \quad (35''')$$

Общее давление рабочей смеси в карбюраторе p_k на основании закона Дальтона равно сумме обоих парциальных давлений топлива и воздуха:

$$p_k = p_T + p_s = p_T (1 + p_s/p_T);$$

откуда парциальное давление паров топлива напишется так:

$$p_T = \frac{p_k}{1 + p_s/p_T}.$$

После подстановки в это выражение из ур. (35'') и (35''') отношения:

$$p_s/p_T = \frac{G_s \cdot R_s \cdot 100}{G_T \cdot R_T \cdot X_T}; \text{ где } G_s/G_T = \alpha \cdot l_0 \text{ и } R_s/R_T = \mu_T/\mu_s$$

парциальное давление паров топлива в рабочей смеси выразится так:

$$p_T = \frac{p_k}{1 + \alpha \cdot l_0 \cdot \mu_T/\mu_s \cdot 100/X_T} \text{ мм рт. ст.} \quad (35)$$

При бедных смесях (больших — α) значение члена $\alpha \cdot l_0 \cdot \mu_T/\mu_s \cdot 100/X_T$ в знаменателе выражения преобладает, и парциальное давление может быть выражено приблизительно

$$p_T \approx \frac{p_k \cdot \mu_s \cdot X_T}{\alpha \cdot l_0 \cdot \mu_T \cdot 100}, \quad (35')$$

т. е. парциальное давление паров топлива при бедных смесях прямо пропорционально доле испарившегося топлива и обратно пропорционально коэффициенту избытка воздуха α .

Здесь:

p_T — парциальное давление паров топлива в мм рт. ст.;

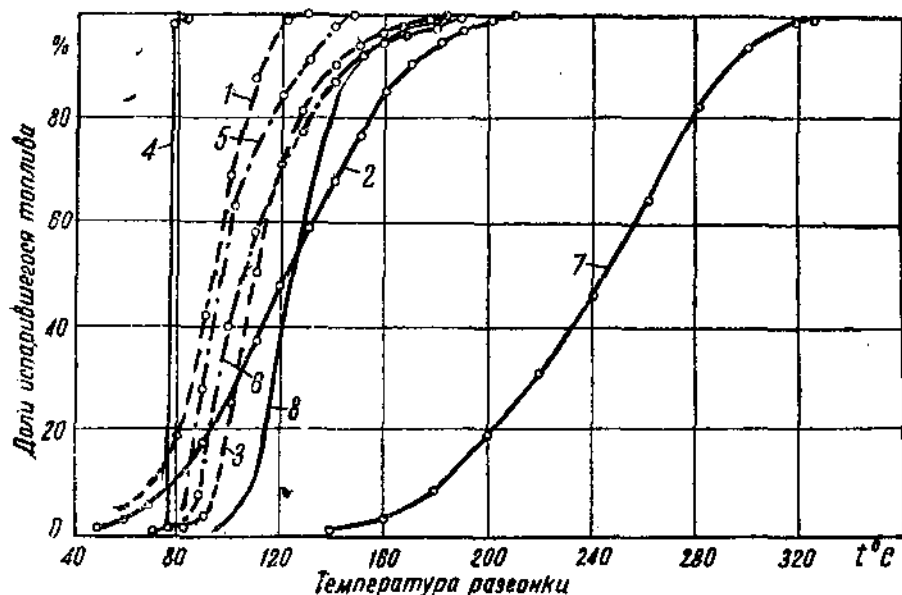
p_k — общее давление рабочей смеси в мм рт. ст.;

μ_T и μ_s — молекулярный вес топлива и соответственно воздуха ($\mu_s = 28,9$);

X_T — доля испарившегося топлива;
 α — коэффициент избытка воздуха;
 l_0 — количество воздуха, теоретически необходимого для полного сжигания 1 кг топлива в кг/кг.

Приближенное определение количества испарившегося топлива в зависимости от температуры смеси после испарения

При идеальном распыливании и перемешивании топлива с воздухом для разных давлений рабочей смеси и для разных составов смеси количество испаряющегося топлива может быть приблизительно определено по кривым разгонки топлива по Энглеру и по кривым упругости насыщенных паров, которые даны на фиг. 65 и 66



Фиг. 65. Кривые разгона по Энглеру советских топлив.

1 — грозненский авиабензин; 2 — грозненский автобензин; 3 — бакинский автобензин; 4 — спирт ректификат; 5 — авиабензол; 6 — автобензол; 7 — керосин; 8 — лигроин.

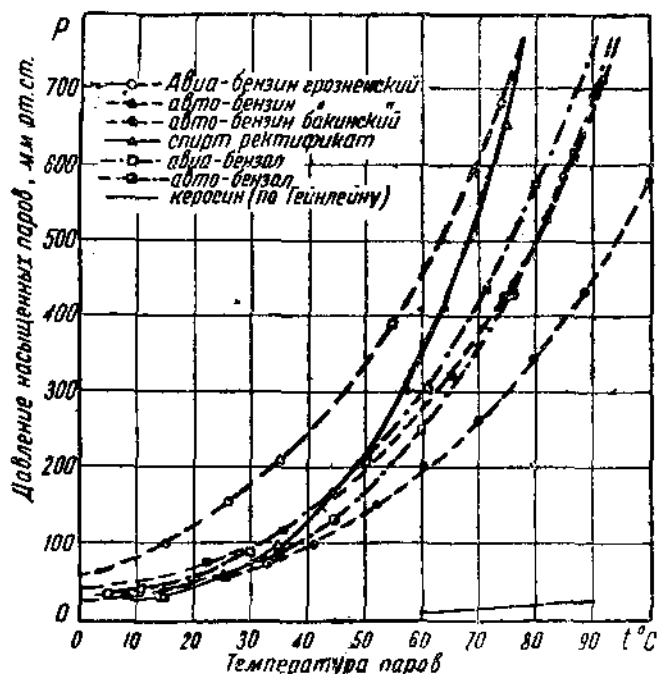
для советских топлив. Определение сводится к построению кривой, изображающей изменение количества испарившегося топлива в долях от общего количества топлива, поданного карбюратором, при заданном давлении p_k смеси в карбюраторе и при заданном коэффициенте избытка воздуха α в зависимости от температуры смеси $t_{см}$.

Порядок построения следующий (фиг. 67).

1. По ординатам откладывают в мм рт. ст. давления (снизу вверх) в масштабе 1 г/р , а по абсциссам (справа налево) величину $1/t$, обратную абсолютной температуре, и против соответствующих делений наносят шкалу температур в градусах Цельсия.

2. В верхней части диаграммы на соответствующей сетке наносят кривую *I* разгонки топлива по Энглеру и делят ее на произвольное число произвольных отрезков (удобно брать деления соответственно $X_T = 10, 30, 50, 70, 90$ и 100%).

3. В нижней части диаграммы проводят наклонную прямую *II*, соответствующую кривой упругости насыщенных паров топлива (в этой диаграмме (фиг. 66) кривая упругости паров представляется прямой линией).



Фиг. 66. Кривые упругости насыщенных паров советских топлив (по данным ИАТИ), керосина (по Гейнлейну).

4. Точки делений (кривой) разгонки проектируются на горизонтальную прямую *III*, соответствующую тому давлению, при котором производилась разгонка по Энглеру (например: 760 мм рт. ст.) и через полученные точки проводят пучок наклонных прямых, параллельных прямой *I'* упругости паров.

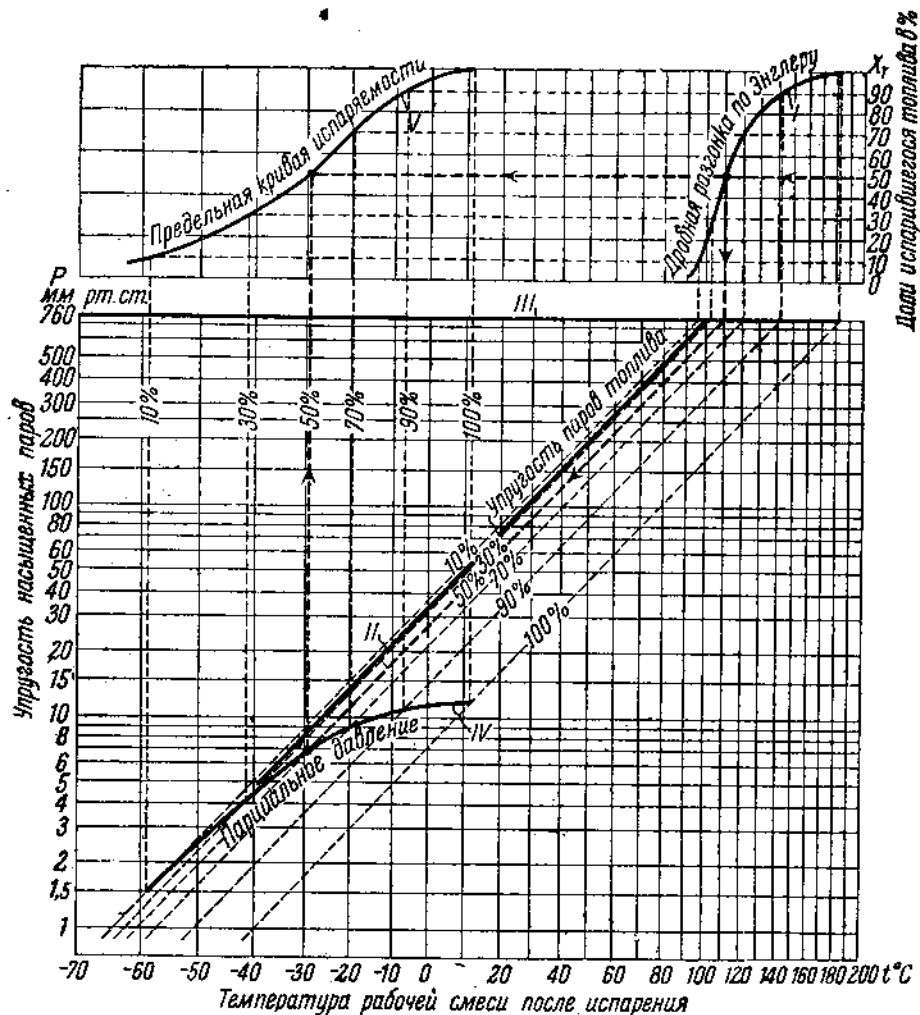
5. При заданном составе смеси (т. е. при заданном коэффициенте избытка воздуха α) и давлении в карбюраторе по ур. (35) или (35'). вычисляют парциальное давление паров топлива при разных долях испарившегося топлива (соответственно делениям $= 10, 30, 50, 70, 90$ и 100% кривой *I* и наносят их на соответствующие прямые), таким образом получается кривая *IV*.

6. Проектируя полученные точки кривой *IV* на соответствующие горизонтальные прямые верхней части диаграммы, получают кривую *V*, изображающую предельную испаряемость топлива при данных условиях.

Этот способ основан на тех соображениях, что каждая фракция

топлива имеет свою кривую упругости паров и этот способ применим лишь для топлив, отдельные фракции которых имеют параллельные прямые упругости паров, как-то для топлив, состоящих из погонов нефти, для бензола и для спирта, но не для смеси этих топлив.

Построения фиг. 67 выполнены для автобензина второго сорта.



Фиг. 67. Построение кривой испаряемости бакинского автобензина при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$.

§ 20. Влияние распыливания на количество испаряющегося топлива

В действительном процессе адиабатического испарения в карбюраторе равномерного перемешивания всего топлива с воздухом не происходит. Топливо испаряется с поверхности в виде капелек, а заключенное внутри их в испарении не участвует. Чем тоньше распы-

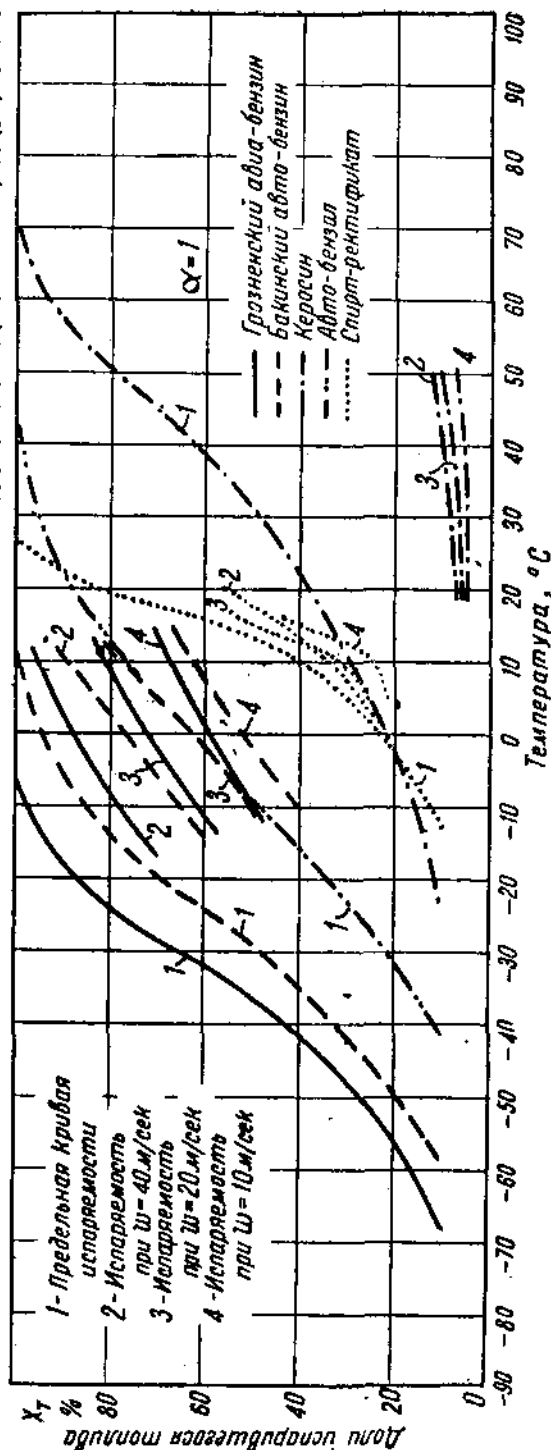
ливание (больше количество и меньше диаметр капелек), тем больше поверхность испарения, и тем ближе температура испарения в действительном процессе приближается к температурам при идеальном распыливании.

На фиг. 68 представлены кривые испаряемости: кривые 1 построены по приведенному выше способу для идеального распыливания советских топлив, кривые 2, 3 и 4 построены по опытам НАТИ для различных скоростей воздуха (кривые 2 для 40 м/сек, кривые 3 — для 20 м/сек и кривые 4 для 10 м/сек). Характер кривых указывает, во-первых, что для одного и того же топлива температура при одинаковой доле испарения тем больше, чем меньше скорость и, во-вторых, что большим долям испарения соответствуют более высокие температуры.

На фиг. 68 в отличие от фиг. 67 температуры t отложены не в масштабе $1/t$, а в обычном масштабе.

Оседание капелек топлива на стенки канала (поток рабочей смеси)

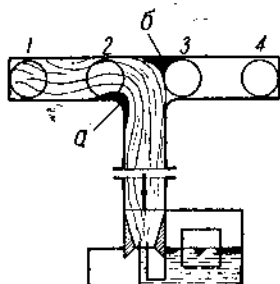
В карбюраторе топливо распыливается на капельки разного размера. При этом часть топлива с капелек испаряется. Неиспарившиеся крупные капельки



фиг. 68. Сравнение кривых испаряемости разных топлив, построенных по способу фиг. 67, с опытными кривыми физико-химического отдела НАТИ.

сейчас же по выходе из диффузора карбюратора начинают оседать на стенку и образуют на ней жидкую пленку топлива.

Происходит это вследствие неравномерного распределения скоростей воздуха при выходе из диффузора (см. стр. 80—81). Сила аэродинамического давления воздуха на капельку уравнивается силой ее инерции. Сила инерции приложена в центра тяжести капли, а слагающая давления воздуха лежит в сторону большей силы, а именно к центру потока, где скорость воздуха больше. Эти две силы заставляют капельку двигаться по параболической траектории в направлении от центра потока к стенке. Чем меньше капля, тем меньше разница аэродинамических давлений воздуха, и тем дольше капля не сядет на стенку. При простом диффузоре отношение количества, оседающего на стенку топлива, к топливу, унесенному в виде капелек, уменьшается с увеличением скорости воздуха пропорционально среднему диаметру капелек.



Фиг. 69. Схема образования скоплений жидкой пленки топлива в вихревых мешках а и б.

Осевшая на стенку пленка увлекается протекающим воздушным потоком и скопляется там, где образуются вихревые мешки.

Скопление топлива в вихревых мешках служит причиной неравномерного распределения смеси по цилиндрам.

На фиг. 69 дана схема образования скоплений жидкой пленки в вихревых мешках всасывающего трубопровода четырехцилиндрового автомобильного двигателя при наиболее распространенном типе расположения карбюратора.

Скопление жидкой пленки образуется во время всасывания цилиндра 1 (порядок цилиндров отмечен цифрами 1, 2, 3 и 4) в

точках а и б.

Для схемы фиг. 69 при порядке зажигания 1—3—4—2 после цилиндра 1 начинает всасывать цилиндр 3. Так как при начале всасывания в этот цилиндр поток изменил направление вправо, вихревые мешки а и б тоже переменяют положение на симметричное положению, указанному на фиг. 69. В них начинает скапливаться топливная пленка вместо того, чтобы попасть в цилиндр. Таким образом цилиндр 3 получает обедненную смесь (—). После цилиндра 3 всасывает цилиндр 4; этот цилиндр получает нормальную богатую смесь (+), так как имеющиеся вихревые мешки а и б уже заполнены топливом. После цилиндра 4 начинает всасывать цилиндр 2, он получает бедную смесь (—) так же, как и цилиндр 3. Цилиндр 1 получает нормальную смесь (+) так же, как и цилиндр 4.

Таким образом для указанного примера получается следующее распределение смеси по цилиндрам:

1. При порядке зажигания: 1 — 3 — 4 — 2
распределение смеси: + — — +
2. При порядке зажигания: 1 — 2 — 4 — 3
распределение смеси: — + + —

Ввиду краткости времени процесса распыливания, можно предполагать, что в момент распыливания процесс испарения топлива протекает адиабатически, т. е. без подвода тепла от стенки, исключительно за счет понижения температуры топлива и воздуха. При дальнейшем движении рабочая смесь протекает по горячим всасывающим трубам, и процесс испарения продолжается за счет подвода тепла от стенки. Скорость испарения при этом обуславливается скоростью подвода тепла от стенки к топливу.

Подвод тепла от стенки к топливу во всасывающей трубе происходит по двум направлениям: лучеиспусканием и теплопередачей. Теплопередача осуществляется или непосредственно от стенки к жидкой пленке топлива, ползушей по стенке, или через промежуточную среду: от стенки к воздуху и от воздуха к капельке топлива. Интенсивность передачи тепла зависит, с одной стороны, от размеров обогреваемых поверхностей, с другой стороны, — от разниц температур при теплопередаче.

Топливо в пленке получает тепло непосредственно от стенки, и для интенсивной передачи тепла к топливу температура стенки может быть не очень высокой, причем одновременно с жидкой пленкой топлива нагревается, конечно, и воздух в трубе, и подогрев этот тем значительней, чем большая поверхность трубы нагрета.

Топливо в капле получает тепло через промежуточную среду (воздух) и для быстрой передачи тепла при малой относительной скорости воздуха и топлива после распыливания (слабый обдув капелек горячим воздухом) температура воздуха должна быть высокой. С другой стороны, для быстрого нагревания воздуха стенкой нужно, чтобы температура стенки была значительно выше температуры воздуха. Кроме того, на нагревание массы воздуха тоже расходуется значительное количество тепла, что тоже замедляет подвод тепла к капле. Ввиду этого, для интенсивного подвода тепла от стенки к капле топлива, температура стенки должна быть весьма высокой и подогрев воздуха значителен.

Этим процесс передачи тепла от воздуха к капельке топлива в трубе сильно отличается от передачи тепла от воздуха топливу в момент распыливания, где относительная скорость воздуха и топлива значительна и интенсивная передача тепла осуществляется при незначительной разнице температур воздуха и топлива.

Так как нагревание рабочей смеси уменьшает вес заряда и мощность двигателя, то во всех случаях подогрева нужно стремиться к тому, чтобы температура смеси была наименьшей и лишь бы было гарантировано надлежащее испарение топлива.

§ 21. Влияние испарения топлива на работу двигателя

„Мокрая“ рабочая смесь, попадая в цилиндр, состоит из смеси воздуха с парами и мелкими каплями топлива (туманообразное топливо).

Чем больше процент испарившегося топлива, тем „суше“ смесь и тем лучше работает двигатель.

Вопрос об условиях до испарения топлива в цилиндре двигателя, в период сжатия (и сгорания), и условия сгорания мокрой туманообразной смеси исследован недостаточно исчерпывающим образом. Наиболее известными факторами влияния испарения топлива на работу двигателя являются следующие:

1. Мокрая смесь дает оседание капелек топлива на стенки всасывающей трубы и образование тем самым жидкой пленки топлива, которая влечет, с одной стороны, неравномерное распределение топлива между отдельными цилиндрами (см. стр. 115 и 116), вызывая переобогащение смеси в одних и обеднение смеси в других цилиндрах, с другой, — ухудшает приемистость двигателя.

2. Капельки топлива, попадая на стенки цилиндра, смешиваются со смазкой и, если температура испарения топлива выше температуры стенок цилиндра, в особенности если кривая разгонки топлива по Энглеру имеет так называемый „хвост кипения“, то топливо остается в смазке, проникает в картер двигателя и, разжижая смазку, уменьшает ее вязкость и увеличивает трение. В трущихся частях увеличивается износ деталей. Если температура испарения топлива ниже температуры стенок цилиндра (до $180-190^{\circ}\text{C}$), то попавшее на стенку топливо испаряется за счет теплоты стенки и масло не разжижается.

3. Скорость сгорания „сухой“ смеси в среднем на $10-20\%$ выше, чем „мокрой“.

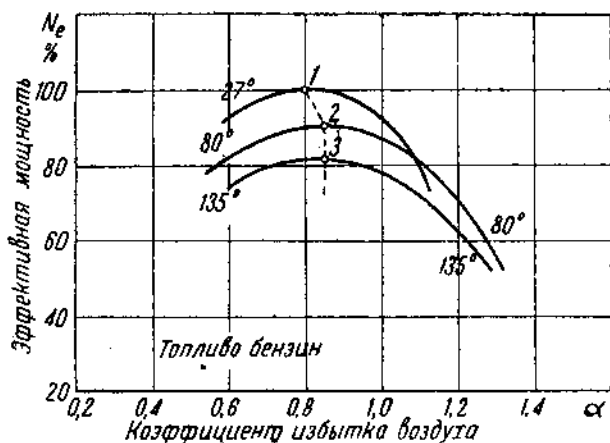
4. С ухудшением испарения при постоянном коэффициенте избытка воздуха количество паров топлива в рабочей смеси уменьшается, и двигатель начинает проявлять признаки бедной смеси.

С изменением испаряемости изменяются регулировочные характеристики двигателя (фиг. 2, 3, 4 и 8) и соответственно этому характеристика идеального карбюратора (фиг. 9, 10 и 10а). Улучшение испаряемости топлива можно достигнуть (§§ 19 и 20) или путем повышения температуры при неизменном распыливании или путем улучшения распыливания при неизменной температуре. При этом улучшение распыливания улучшает испаряемость лишь до некоторых пределов (см. § 19). В обоих случаях регулировочные кривые двигателя изменяются различным образом.

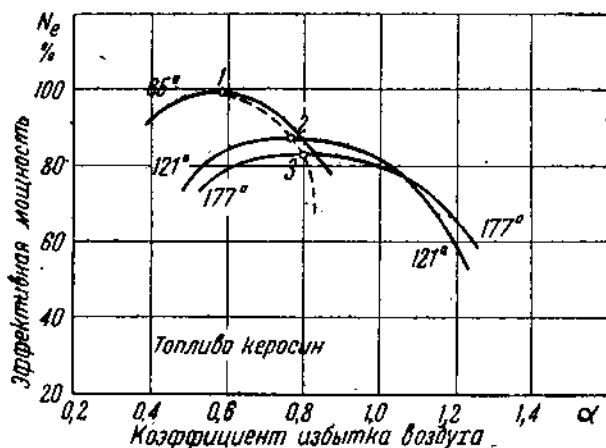
На фиг. 70 и 71 даны регулировочные диаграммы двигателя при разных температурах воздуха, поступающего в карбюратор, при работе на бензине (фиг. 70) и на керосине (фиг. 71). Здесь мощность выражена в процентах от наибольшей мощности, имеющей место в точке 1 (для бензина фиг. 70 при температуре 27°C , а для керосина фиг. 71 при температуре 65°C). С увеличением температуры воздуха, поступающего в карбюратор, испаряемость топлива улучшается и экономичность двигателя увеличивается, мощность же двигателя, вследствие уменьшения наполнения двигателя, падает (кривые при 80° и 135° для бензина идут ниже, чем кривая при 27° , и кривые при 121° и 177° для керосина идут ниже, чем кривая при 65°). С увеличением температуры воздуха кривые мощности передвигаются вправо, т. е. в область более бедных смесей (на фиг. 70 и 71 точка 1, соответствующая наибольшей мощности двигателя при данной температуре, передвигается в точку 2, а при дальнейшем увеличении температуры в точку 3), потому что с улучшением испа-

рения топлива одинаковая концентрация паров топлива с воздухом, при высоких температурах, получается при более бедных смесях, чем при температурах низких.

Чем хуже испаряется топливо, тем, при прочих равных условиях, смесь, подаваемая карбюратором, должна быть богаче. Например,



Фиг. 70. Влияние температуры на регулировочную диаграмму двигателя при работе на бензине.



Фиг. 71. Влияние температуры на регулировочную диаграмму двигателя при работе на керосине.

при работе на бензине при температуре воздуха 27° Ц максимальная мощность имеет место при $\alpha = 0,8$ (точка 1 фиг. 70) в то время, как при работе на керосине, даже при более высокой температуре 65° Ц, наибольшая мощность получается при $\alpha = 0,6$ (точка 1 фиг. 71).

Несмотря на уменьшение мощности из-за увеличения температуры, экономичность двигателя несколько возрастает (т. е. удельный расход топлива падает) до тех пор, покуда температура не

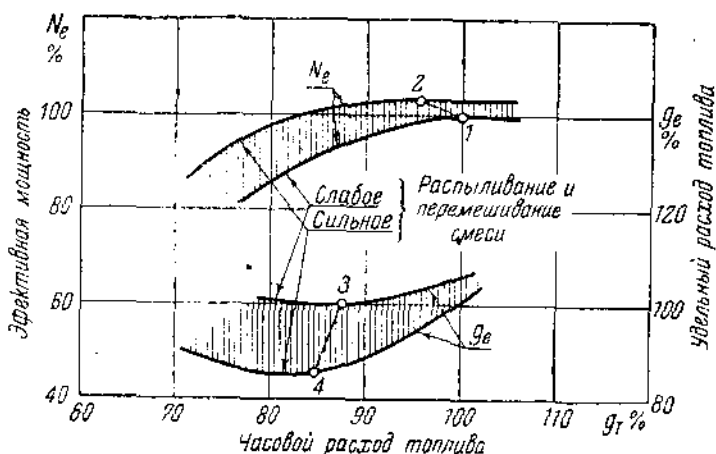
достигает того предела, при котором топливо начинает испаряться полностью. Дальнейшее увеличение температуры вызовет излишнее уменьшение наполнения двигателя, и мощность будет падать без одновременного увеличения экономичности, и даже экономичность начнет тоже падать из-за уменьшения мощности. Например, на фиг. 70 уже при температуре воздуха 80°C имеет место полное испарение топлива, так как дальнейшее увеличение температуры до 135°C вызывает уменьшение мощности двигателя, без повышения экономичности, что видно из того обстоятельства, что точки 2 и 3 этой фигуры лежат при одних и тех же коэффициентах избытка воздуха при $\alpha = 0,85$. Для условий фиг. 71 при работе двигателя на керосине увеличение температуры воздуха от 65 до 121°C не дает еще полного испарения, так как при дальнейшем увеличении температуры максимум мощности продолжает передвигаться вправо в область более бедных смесей (на фиг. 71 точка 2 лежит при $\alpha = 0,76$, а точка 3 при $\alpha = 0,8$).

При изменении интенсивности распыливания так же, как и при изменении температуры, изменяется испаряемость топлива и вместе с тем изменяются регулировочные характеристики двигателя. Однако улучшение распыливания может быть достигнуто или путем увеличения скорости воздуха в карбюраторе или же какими-либо добавочными средствами. В этих двух случаях характер изменения регулировочных диаграмм будет различный.

Увеличение интенсивности распыливания за счет увеличения скорости воздуха в карбюраторе вызывает уменьшение коэффициента наполнения двигателя точно так же, как и повышение температуры, поэтому изменение регулировочных диаграмм будет иметь такой же характер, как и при увеличении температуры. Увеличение интенсивности распыливания за счет добавочных устройств, например за счет специальной вертушки, установленной между карбюратором и всасывающей трубой (вращающейся от постороннего источника энергии) вызывает не только улучшение испарения топлива, но и лучшее его перемешивание с воздухом, без заметного уменьшения наполнения двигателя. В этом случае характер изменения регулировочных диаграмм отличается от характера их изменения при изменениях испаряемости за счет температуры или скорости воздуха в карбюраторе.

На фиг. 72 дано изменение регулировочных диаграмм двигателя при изменении испаряемости топлива за счет распыливания и перемешивания вертушкой с приводом энергии от постороннего источника. Диаграмма фиг. 72 аналогична диаграмме фиг. 70 и 71 с той разницей, что здесь по абсциссам отложены не коэффициенты избытка воздуха α , а часовые расходы топлива, выраженные в процентах от того расхода топлива, который имел место при наибольшей мощности двигателя в точке 1 при слабом распыливании и перемешивании смеси. Кроме того, на фиг. 72 в отличие от фиг. 70 и 71 даны кривые изменения удельных эффективных расходов топлива, которые тоже выражены в процентах от наименьшего расхода, имевшего место при слабом распыливании и перемешивании смеси в точке 3. Как видно на фиг. 72, так же как и на фиг. 70 и 71, с улучшением испаряемости топлива кривые передвигаются

в сторону меньших часовых расходов топлива, т. е. в сторону более бедных смесей: точка 1 передвинулась в точку 2, а точка 3 — в точку 4. Здесь экономичность двигателя с улучшением распыливания и перемешивания смеси улучшается, т. е. удельные расходы топлива g_e уменьшаются (точка 4 ниже, чем точка 3). Отличительной особенностью кривых фиг. 72 является то обстоятельство, что при улучшении распыливания и перемешивания смеси мощность увеличивается (точка 2 лежит выше, чем точка 1), в то время как на фиг. 70 и 71 с увеличением температуры мощность



Фиг. 72.

уменьшалась. В этом случае лучшая испаряемость топлива получена за счет постороннего источника энергии, а не за счет энергии засасываемого воздуха, как это имеет место при увеличении интенсивности распыливания за счет увеличения скорости воздуха в карбюраторе.

§ 22. Влияние испарения топлива на характеристики идеального карбюратора

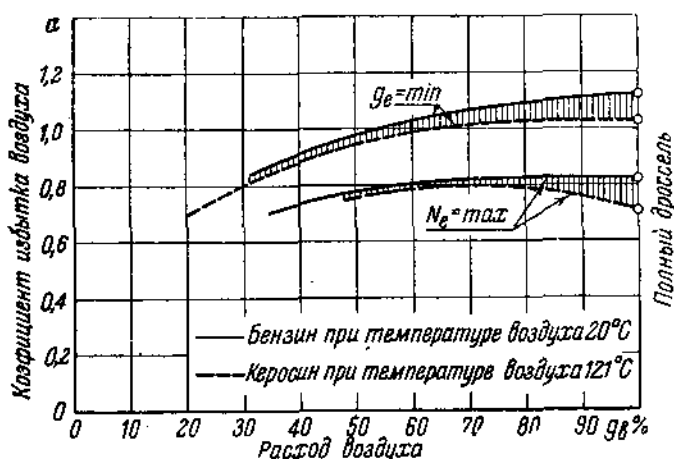
Выше было разобрано, каким образом по регулировочным характеристикам двигателя строятся характеристики идеального карбюратора, т. е. такого теоретического карбюратора, который бы полностью обеспечивал наивыгоднейший состав смеси при всех режимах работы двигателя.

Изменение испаряемости топлива (вследствие ли изменения температурных условий или условий распыливания, или вследствие различия физических свойств топлив) влечет изменение регулировочных характеристик двигателя. Поэтому с изменением условий испаряемости топлива характеристики идеального карбюратора тоже изменяются. На основании анализа регулировочных характеристик двигателя, приведенных на фиг. 70, 71 и 72, нетрудно прийти к выводу, что при ухудшении испаряемости топлива характеристики

идеального карбюратора соответствуют более богатым смесям (меньшим коэффициентам избытка воздуха α), чем при хорошей испаряемости.

На фиг. 73 приведены дроссельные характеристики идеального карбюратора при работе на бензине и керосине, полученные экспериментальным путем. На этой фигуре сплошные кривые относятся к условиям работы на бензине, а пунктирные — на керосине; причем для каждого топлива даны две кривые: верхние кривые $g_e = \min$ соответствуют регулировке карбюратора на наибольшую экономичность, а нижние — $N_e = \max$ соответствуют регулировке на наибольшую мощность для любого положения дросселя.

Кривые фиг. 73 указывают, что керосин испаряется хуже, чем бензин, несмотря на то, что воздух, поступающий в карбюратор, при работе на керосине имел 121°Ц , в то время как при работе на бензине его температура была 20°Ц . Если при работе на керо-



Фиг. 73. Влияние испаряемости топлива на дроссельную характеристику идеального карбюратора.

сине поднять температуру воздуха, поступающего в карбюратор, еще выше, то испаряемость улучшится, хотя расход воздуха и мощность двигателя уменьшатся. Если в этом последнем случае расход воздуха на полном дросселе снова принять за 100%, то пунктирные кривые приблизятся к сплошным кривым, так как за счет улучшения испаряемости керосина потребуются более бедные смеси для получения наибольшей экономичности двигателя.

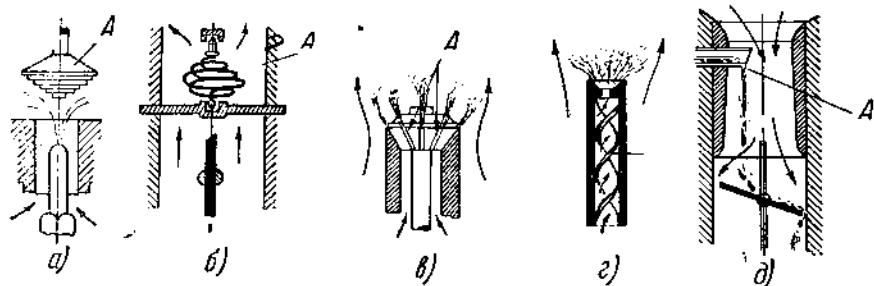
§ 23. Методы распыливания и подогрева, применяемые в карбюраторах

Методы обогащения смеси и улучшения испаряемости топлив в пусковых условиях будут разобраны ниже. Здесь будут разобраны методы улучшения распыливания и подогрева, применяемые при работе главного дозирующего устройства карбюраторов.

Самым простым и распространенным способом создания нужного распыливания в современных автомобильных карбюраторах является способ изменения скорости воздуха путем подбора соответствующего сечения горловины диффузора.

В современных автомобильных карбюраторах при работе на полном дросселе скорости воздуха в горловине диффузора колеблются около 100—150 м/сек, а в авиационных карбюраторах около 90—120 м/сек. Более низкие скорости воздуха дают большую мощность на высоких оборотах двигателя при больших расходах воздуха, а более высокие — хорошую приемистость и лучшую экономичность на средних расходах воздуха на средних оборотах и нагрузках двигателя, в ущерб мощности на полном дросселе на высоких оборотах двигателя.

Помимо этого в карбюраторах применялись и применяются некоторые специальные приспособления для улучшения распыливания и перемешивания смеси.



Фиг. 74.

На фиг. 74 показаны принципиальные схемы важнейших устройств для улучшения распыливания и перемешивания топлива с воздухом в карбюраторах.

Схема а дает устаревший способ (1897 г.). Назначение: улучшение распыливания за счет удара струи топлива о грибок А. Недостатки: потеря мощности вследствие увеличения сопротивления при просасывании воздуха через карбюратор.

Схема б дает устаревший способ (1912 г.). Назначение: улучшение распыливания и перемешивания смеси вертушкой А, поставленной за дросселем карбюратора и вращающейся под действием воздуха, протекающего через карбюратор. Недостатки: уменьшение мощности за счет увеличения сопротивления просасыванию воздуха через карбюратор.

Схема в дает форсунку (типа карбюратора Лонгемар 1902 г.) со многими отверстиями истечения. Назначение: улучшение распыливания заменой одного отверстия для выхода топлива из жиклера несколькими капиллярными отверстиями А, направленными в разные стороны (по конусу). Недостатки: частое засорение отверстий.

В настоящее время этот способ применяется в несколько измененном виде в карбюраторах с пневматическим торможением

воздуха, где для выхода эмульсии из форсунки часто делается несколько отверстий (но не капиллярах), направленных в разные стороны. Этим достигается лучшее перемешивание топлива с воздухом.

Схема 2 (тип Суми). Назначение: улучшение распыливания за счет центробежной силы струй топлива, получающей вращательное движение в канале форсунки, в которую вставлена винтообразная направляющая А. Способ ненадежен и распространения не получил.

Схема 3 дает тип карбюратора с обратным потоком; этот тип можно отнести к новейшим, хотя он уже давно применяется в керосиновом карбюраторе трактора Ойл-Пулл. Назначение: улучшение смеси образования за счет использования силы всех капелек топлива, перемещающихся сверху вниз, а не снизу вверх, как в обычных карбюраторах. Такой карбюратор размещается выше всасывающей трубы двигателя. Это преимущество особенно сильно сказывается на малых скоростях воздуха, когда топливо (эмульсия), вытекающее из главной форсунки и стекающее со специального носика А, попадает на прикрытый дроссель и, стекая с нижней его кромки, в щель (между стенкой), где скорость воздуха очень велика, получает дополнительное распыливание.

Наконец, к способам улучшения распыливания нужно отнести применение диффузоров с переменным при изменениях расхода воздуха сечением горловины и диффузоры с многократным распыливанием, в которых достигаются более высокие скорости воздуха, что и создает лучшее распыливание.

Приспособления для подогрева

По соображениям, указанным выше (на стр. 117) для топлив, испаряющихся при низких температурах и при хорошем („тонком“) распыливании, выгодно подогревать воздух, входящий в карбюратор, а всасывающую трубу подогревать лишь в местах возможного скопления пленки и для сохранения нужной температуры смеси, исключающей возможность конденсации паров топлива.

Для топлива с высокой температурой кипения сильно подогревать входящий в карбюратор воздух не выгодно, в виду значительного падения коэффициента подачи. В этом случае выгодней ограничиться незначительным процентом испаренного топлива при распыливании его в карбюраторе, и испарять жидкую пленку, оседающую в большом количестве на стенки трубы.

Помимо указанного основного назначения: улучшать испарение топлива, подогрев воздуха или смеси оказывается необходимым и в тех случаях, когда большая доля топлива испаряется в карбюраторе при низких температурах воздуха, поступающего в карбюратор (легко кипящее топливо и хорошее распыливание). В этом случае происходит сильное понижение температуры смеси при испарении. Влага (водяной пар) атмосферного воздуха конденсируется на холодных стенках карбюратора и замерзает как на наружных, так и на внутренних его поверхностях. Образовавшаяся внутри карбюратора корка льда уменьшает проходное сечение карбюратора и мощность двигателя. Это явление наблюдается в холодную, сырую, осеннюю или весеннюю погоду.

В зависимости от назначения употребляются следующие способы подогрева:

- 1) подогрев воздуха, входящего в карбюратор;
- 2) подогрев смесикальной камеры карбюратора;
- 3) подогрев смеси и подогрев жидкой пленки топлива во всасывающей трубе;
- 4) подогрев смеси с разложением тяжелых углеводородов в легкие „крекинг-карбюраторы“ (или так называемые „химические карбюраторы“);
- 5) подогрев топлива;
- 6) смешанный способ подогрева, состоящий из комбинации перечисленных способов.

1. Подогрев воздуха в автомобильных двигателях осуществляется соответствующим размещением всасывающего патрубка карбюратора: у двигателей с водяным охлаждением он помещается за радиатором под капотом двигателя; у двигателей с воздушным охлаждением (мотоциклетных) — в непосредственной близости от ребер воздушного охлаждения. В этих случаях температура подогрева воздуха достаточно высока даже зимою; например на автомобиле Форда в условиях зимней езды при $10^{\circ}-11^{\circ}$ (мороза) температура воздуха, поступающего в карбюратор, колебалась в среднем около $+40^{\circ}-+50^{\circ}\text{C}$.

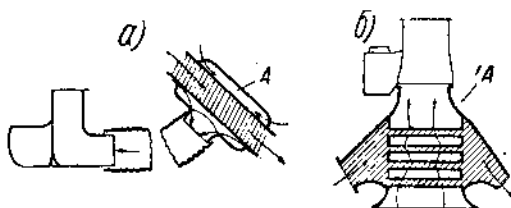
В качестве ременного или дополнительного приспособления, для подогрева воздуха, входящего в карбюратор, применяются специальные подогреватели для воздуха.

На фиг. 75 а и б даны схемы подогревателей для поступающего в карбюратор воздуха. Подогреватель схемы а автомобильного типа состоит из кожуха А, помещенного вокруг выхлопной трубы и соединенного гибким шлангом с воздушным патрубком карбюратора.

Подогреватель схемы б авиационного типа представляет собою специальный воздушный радиатор А, обогреваемый выхлопными газами двигателя, проходящими внутри системы трубок, расположенных на пути потока, поступающего в карбюратор воздуха.

2. Подогрев карбюратора. Подогрев карбюратора может быть целесообразен исключительно для предохранения его от замерзания при работе на легко испаряющихся топливах. Желание улучшить испаряемость топлива при помощи подогрева карбюратора вызвало бы необходимость сильного подогрева и могло бы повлечь закипание топлива в жиклерах и нарушение дозировки смеси, не принося заметного улучшения испаряемости.

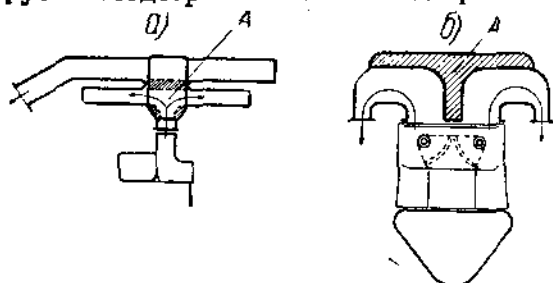
Подогрев воздушного канала современных автотракторных карбюраторов употребляется очень редко (карбюратор Марвель, Паккард и некоторые другие). Подогрев карбюратора распространен



Фиг. 75. Схема подогревателей поступающего в карбюратор воздуха.

в авиации ввиду работы на легких топливах в холодном воздухе. Подогрев карбюратора осуществляется в виде „рубашки“ на стенках канала смесительной камеры. Рубашка обогревается выхлопными газами или горячей водою от водяного охлаждения двигателя.

3. Подогрев смеси и подогрев жидкой пленки во всасывающей трубе. Подогрев смеси и подогрев жидкой пленки топлива во всасывающей трубе отличаются друг от друга расположением нагретых мест в трубе и интенсивности подогрева.

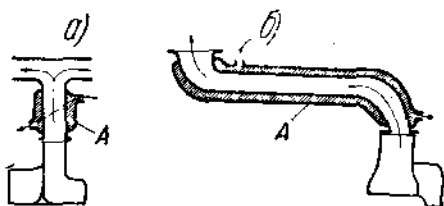


Фиг. 76. Схемы подогрева жидкой пленки топлива в местах ее скопления.

Если подогрев незначителен и сосредоточен в тех местах, где скапливается жидкая пленка, то главным образом имеет место подогрев пленки. Если

подогрев интенсивен и расположен на участках трубы, где скопление пленки незначительно, то имеет место подогрев смеси.

В современных автомобильных двигателях, работающих на бензине, в большинстве случаев осуществляется подогрев жидкой пленки применением всасывающей трубы соответствующей конструкции и расположением ее в непосредственной близости от выхлопной трубы для получения тепла в нужных точках; причем, конечно, и остальные части всасывающей трубы несколько нагреваются. На фиг. 76а дана схема всасывающей трубы современного автодвигателя, расположенная рядом с выхлопной трубой. Всасывающая труба интенсивно подогревается в средней части А, где образуется скопление жидкой пленки, в остальной части она подогревается менее интенсивно путем лучеиспускания.



Фиг. 77. Схемы подогрева смеси (всасывающей трубы).

На фиг. 76б показан подогрев всасывающего коллектора авиационного двигателя с расположением карбюратора между блоками V-образного двигателя. Здесь на коллекторе устроена рубашка для подогрева горячей водою, маслом или выхлопными газами того участка коллектора, где имеют место скопления жидкой пленки топлива.

В качестве дополнительного приспособления в автодвигателях применяется вставная камера для подогрева (подогреватель А фиг. 77а) между карбюратором и всасывающей трубой, обогреваемая выхлопными газами или горячей водою.

Аналогичное устройство применяется в авиационных двигателях для уменьшения выделения жидкой пленки топлива во всасываю-

щих трубах, установленных между карбюратором и всасывающим коллектором (схема б фиг. 77).

Температура смеси во всасывающей трубе бензиновых автодвигателей колеблется в зависимости от условий нагрузки и от конструкции всасывающей трубы и подогревателя в широких пределах (от 15 до 70°). При работе на утяжеленных сортах карбюраторных топлив подогрев должен быть интенсивнее, чем при работе на бензине. У керосиновых двигателей температура смеси в подогревателях достигает при входе в цилиндр до 60°—120° Ц. В этом случае подогреватель называется испарителем.

Иногда через испаритель пропускают не весь засасываемый двигателем рабочий воздух. Для этого около 2% рабочего воздуха пропускают через специальный карбюратор, дающий очень богатую керосиновую рабочую смесь. Эту переобогащенную смесь, пропустив через испаритель, смешивают с главным воздушным потоком сравнительно низкой температуры.

При прохождении эмульсии топлива через горячий испаритель при достаточно высоких температурах, помимо испарения, может частично иметь место химический процесс разложения тяжелых углеводородов, или так называемый частичный „крекинг-процесс“. Существуют карбюраторы для тяжелых топлив, в которых применен процесс Крекинга для разложения тяжелых углеводородов на более легкие.

К такому типу относится карбюратор „Каталакс“, у которого богатая смесь топлива и воздуха проходит мимо катализаторов и подвергается крекингу.

Подогрев топлива. Подогрев топлива применяется весьма редко и, главным образом, для понижения его вязкости. Для улучшения испарения он почти не применяется, так как при этом возможно закипание топлива и нарушение правильности дозировки смеси.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ДОЗИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ КАРБЮРАТОРОВ

§ 24. Дозировка смеси простейшим карбюратором

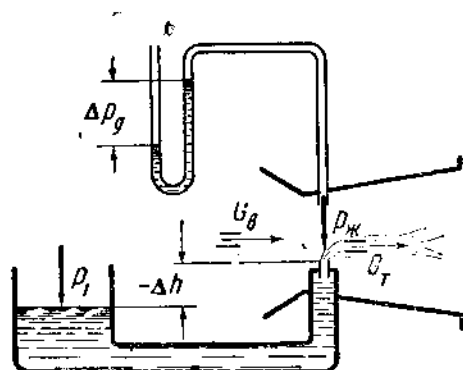
При работе простейшего карбюратора (см. схему фиг. 1) с изменением количества воздуха, просасываемого поршнями двигателя через карбюратор, изменяется разрежение в горловине диффузора. Это разрежение передается к жиклеру и обуславливает расход топлива. Чем больше расход воздуха в карбюраторе, тем выше разрежение в диффузоре и тем больше расход топлива.

При работе элементарного карбюратора расход воздуха в зависимости от разрежения в диффузоре может быть выражен уравнением (24):

$$G_a = 0,36 \cdot \varphi_a \cdot f_a \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_0 \cdot \Delta p_d}; \quad (24)$$

расход же топлива при этом выразится уравнением (31):

$$G_T = 0,114 \cdot \varphi_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_T \cdot H_{ж}}, \quad (31)$$



$$p_1 = p_0; p_{ж} = p_g = p_0 - \Delta p_g$$

$$p_1 - p_{ж} = \Delta p_g$$

Фиг. 78. Схема истечения топлива в элементарном карбюраторе.

причем для элементарного карбюратора величина напора $H_{ж}$ по уравнению (30) выразится так:

$$H_{ж} = (p_1 - p_{ж}) \pm \Delta h \cdot \gamma_1. \quad (30)$$

Согласно схеме фиг. 78, в этом уравнении можно принять

$$p_1 = p_0,$$

так как поплавковая камера открыта, и

$$p_{ж} = p_d = p_0 - \Delta p_d,$$

т. е.

$$p_1 - p_{ж} = p_0 - (p_0 - \Delta p_d) = \Delta p_d$$

и напор

$$H_{ж} = \Delta p_d - \Delta h \gamma_m.$$

В действительности величина напора $H_{ж}$ будет несколько иная в зависимости от положения конца форсунки в диффузоре и от

его направления и формы. Поэтому в выражение напора нужно ввести поправочные коэффициенты K и K' :

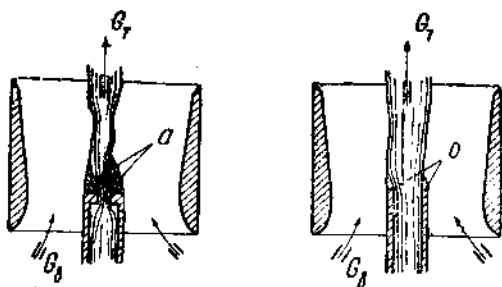
$$H_{ж} = K \Delta p_0 - K' \Delta h \gamma_T \quad (36')$$

Поправочный коэффициент K учитывает:

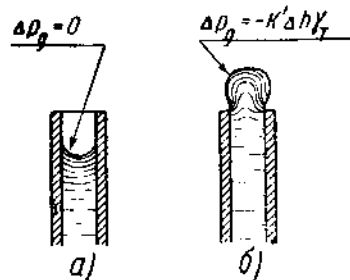
1) неравномерность распределения разрежения по сечению горловины диффузора (см. фиг. 43) и имеет большее значение там, где большее разрежение;

2) направление конца топливной форсунки относительно направления скорости движения воздуха в диффузоре и имеет большее значение при положении конца форсунки по направлению скорости воздуха;

3) форму конца топливной форсунки. Например, при положении конца топливной форсунки в направлении движения воздуха у отверстия образуется вихревой мешок a (фиг. 79). В этом вихревом мешке образуется пониженное давление за счет подсасывающего действия струи воздуха. Вытекающая струя топлива разрывает вихревой мешок и уменьшает интенсивность „подсоса“. Чем больше топливное отверстие сравнительно с наружным сечением конца жиклера, тем меньше вихревой мешок b (фиг. 79), тем меньше величина поправочного коэффициента K .



Фиг. 79. Образование вихревого мешка у конца форсунки.



Фиг. 80. Схема положения уровня топлива в форсунке до момента начала истечения.

Нужно заметить, что в этом случае величина коэффициента K зависит не только от формы конца форсунки, но и от количества вытекающего топлива, т. е. в этом случае коэффициент K с увеличением расхода топлива уменьшается. Таким образом коэффициент K может быть и больше и меньше единицы и в частном случае может быть равен единице.

Поправочный коэффициент K' учитывает действие сил поверхностного натяжения топлива при истечении его из форсунки. При нулевом разрежении в диффузоре (при $\Delta p_0 = 0$) уровень топлива в форсунке имеет вогнутый мениск (фиг. 80 а). По мере увеличения разрежения уровень топлива в форсунке поднимается и принимает выпуклую форму капли (фиг. 80 б). При дальнейшем увеличении разрежения (при $\Delta p_0 = -K' \Delta h \gamma_m$) поверхностная пленка разрывается и топливо или начинает стекать по форсунке вниз, или подхватывается потоком воздуха и уносится в двигатель.

В первом случае появляется течь карбюратора. Это имеет место во всех случаях, когда величина $K' \Delta h \gamma_m$ мала и живая сила воздуха недостаточно велика для того, чтобы унести вытекающее топливо в цилиндры двигателя. В современных карбюраторах величина $K' \Delta h \gamma_m = 8-14$ мм вод. ст.

Подставляя уравнение (36') в уравнение (31), получим выражение расхода топлива для элементарного карбюратора:

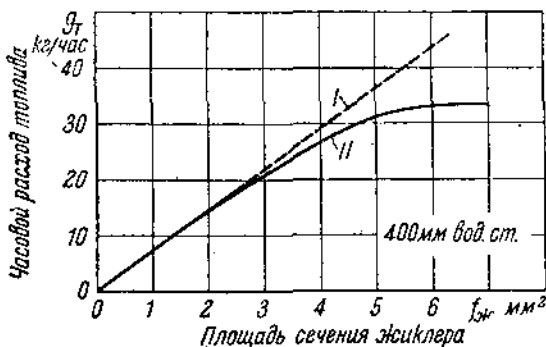
$$G_T = 0,114 \cdot \varphi_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2 \gamma_T \cdot (K \Delta p_d - K' \Delta h \cdot \gamma_T)}. \quad (36)$$

Приведенные выше уравнения (24) и (36) для расхода воздуха и топлива в элементарном карбюраторе позволяют сделать анализ его работы.

Анализ работы карбюраторов удобно делать или наблюдая за изменением коэффициента избытка воздуха α или графически, наблюдая за изменением расхода топлива по расходу воздуха.

Влияние площади сечения жиклера

На основании уравнения (36) можно заключить, что при прочих равных условиях расход топлива G_m изменяется прямо пропорционально площади жиклера (прямая I фиг. 81).



Фиг. 81. Изменение расхода топлива с увеличением площади жиклера.

В действительности при увеличении площади жиклера возрастают потери в топливных каналах. Это влияет на расход топлива, так как будто бы с увеличением площади жиклера уменьшается коэффициент $\varphi_{ж}$ истечения из жиклера. Влияние торможения топлива при широких каналах и малой площади жиклера — незначительно. Чем

больше площадь жиклера по сравнению с площадью сечения каналов, тем заметнее торможение (кривая II фиг. 81) и когда площадь сечения жиклера становится равной площади сечения каналов, расход топлива достигает максимального расхода. При дальнейшем увеличении жиклера расход остается постоянным.

Соответственно изменению расхода топлива, при изменении площади сечения жиклера, изменяется коэффициент избытка воздуха. Подставив значение расходов воздуха и топлива из уравнений (24) и (36) в уравнение (3), получим:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_T l_0} = \frac{3,16}{l_0} \frac{\varphi_d}{0,114 \varphi_{ж} f_{ж}} \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_T}} \sqrt{\frac{\Delta p_d}{K \Delta p_d - K' \Delta h \gamma_T}}. \quad (37)$$

При изменении площади жиклера остальные члены этого уравнения, кроме коэффициента $\varphi_{ж}$, практически не изменяются. По-

этому отношение коэффициента избытка воздуха α' при площади жиклера $f_{ж}$ к коэффициенту избытка воздуха α'' при площади жиклера $f_{ж}''$ выразится так:

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{\varphi_{ж}'' f_{ж}''}{\varphi_{ж}' f_{ж}'} \quad (38')$$

При широких каналах и малых сечения жиклера можно принять, что $\varphi_{ж}''/\varphi_{ж}' = 1$:

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{f_{ж}''}{f_{ж}'} \text{ или } = \frac{d_{ж}''^2}{d_{ж}'^2}, \quad (38)$$

т. е. при широких каналах коэффициент избытка воздуха изменяется обратно пропорционально площади сечения жиклера или обратно пропорционально квадрату диаметров жиклера.

Влияние размера жиклера на коэффициент избытка воздуха при малых разрежениях в диффузоре будет выяснено ниже, в параграфе о регулировке простейшего карбюратора.

Влияние площади сечения диффузора

Размеры площади сечения диффузора, как будет указано ниже, выбираются по размерам двигателя из тех соображений, чтобы при работе карбюратора на полном дросселе при расчетном числе оборотов двигателя получалась скорость воздуха, нужная для хорошего распыливания топлива и приемистости двигателя, но не слишком высокая для того, чтобы коэффициент подачи двигателя не получился слишком низким. В современных карбюраторах скорость воздуха в диффузоре колеблется от 90 до 150 м/сек, чему соответствует величина разрежения от 500 до 1500 мм вод. ст. в горловине диффузора.

При выяснении влияния площади сечения диффузора в уравнении (37) можно считать, что величина

$$\frac{3,16}{l_0 \cdot 0,114} \frac{\varphi_0}{\varphi_{ж}} \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_T}}$$

остается неизменной, что поправочный коэффициент $K=1$, величина же $K' \Delta h_{\gamma_T}$ (от 8 до 14 мм вод. ст.) сравнительно с величиной Δp_0 (от 500 до 1500 мм вод. ст.) — мала, тогда уравнение (37) может быть переписано так:

$$\alpha = \text{const} \frac{f_0}{f_{ж}} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_0 - 0}} = \text{const} \frac{f_0}{f_{ж}} \cdot 1.$$

Чтобы при изменении площади сечения диффузора от f_0' до f_0'' коэффициент избытка воздуха не изменился, нужно, чтобы

$$\alpha = \text{const} \frac{f_0'}{f_{ж}'} = \text{const} \frac{f_0''}{f_{ж}''},$$

или

$$\frac{f_0'}{f_0''} = \frac{f_{ж}'}{f_{ж}''}, \quad (39')$$

т. е. чтобы при высоких разрежениях в диффузоре коэффициент избытка воздуха не изменился, площадь сечения жиклера должна изменяться прямо пропорционально площади сечения горловины диффузора.

Если же площадь сечения горловины диффузора изменится от f_{∂}' до f_{∂}'' при неизменной площади сечения жиклера $f_{ж}$, то коэффициент избытка воздуха изменяется от α' до α''

$$\text{или} \quad \frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{f_{\partial}'}{f_{\partial}''}, \quad (39)$$

т. е. при неизменных размерах жиклера и при высоких разрежениях в диффузоре коэффициент избытка воздуха изменяется прямо пропорционально площади диффузора.

Влияние сорта топлива

С изменением сорта топлива в уравнении (37), написанном для коэффициента избытка воздуха, изменяются: коэффициент истечения из жиклера $\varphi_{ж}$, удельный вес топлива γ_T и количество теоретически необходимого воздуха l_0 ; остальные члены остаются практически неизменными.

Если на одном топливе при γ_T' , l_0' , $f_{ж}'$ и $\varphi_{ж}'$ получается коэффициент избытка воздуха α' , в то время как на другом топливе при γ_T'' , l_0'' , $f_{ж}''$ и $\varphi_{ж}''$ получается коэффициент избытка воздуха α'' , то при переходе на другое топливо площадь жиклера должна быть изменена так, чтобы на обоих топливах получался одинаковый коэффициент избытка воздуха (по уравнению 37):

$$\begin{aligned} \alpha' &= \frac{3,16}{l_0' \cdot 0,114} \frac{\varphi_{\partial}}{\varphi_{ж}'} \frac{f_{\partial}}{f_{ж}'} \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_T'}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\partial}}{K \Delta p_{\partial} - K' \Delta h \gamma_T'}} = \\ &= \alpha'' = \frac{3,16}{l_0'' \cdot 0,114} \frac{\varphi_{\partial}}{\varphi_{ж}''} \frac{\varphi_{\partial}}{\varphi_{ж}''} \frac{f_{\partial}}{f_{ж}''} \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_T''}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\partial}}{K \Delta p_{\partial} - K' \Delta h \gamma_T''}}, \end{aligned}$$

или

$$\frac{f_{ж}'}{f_{ж}''} = \frac{\varphi_{ж}'}{\varphi_{ж}''} \frac{l_0'}{l_0''} \sqrt{\frac{\gamma_T'}{\gamma_T''}},$$

если примерно считать, что $\frac{\varphi_{ж}'}{\varphi_{ж}''} \approx 1$, то

$$\frac{f_{ж}'}{f_{ж}''} = \frac{l_0'}{l_0''} \sqrt{\frac{\gamma_T'}{\gamma_T''}}, \quad (40)$$

т. е. с переходом на другое топливо площадь жиклера должна быть изменена обратно пропорционально теоретически необходимому количеству воздуха и обратно пропорционально корню квадратному из удельного веса топлива, если при этом коэффициенты истечения топлива $\varphi_{ж}'$ и $\varphi_{ж}''$ не изменяются.

Для сравнения приводим табл. 11 необходимых изменений площади сечения жиклера при переходе на другое топливо.

Топливо	Удельный вес γ кг/м	Теоретически необ- ходимое количество воздуха l_0	Изменение площади жиклера	
			в %	на %
Бензин	0,75 (0,68—0,76)	14,9	100	0
Керосин	0,78—0,83	14,7	99—96	(-1%)—(-4%)
Бензол (хим. чист.)	0,884	14,5	95	-5
Спирт (этиловый) .	0,790	8,4	171	+71

В этой таблице указано изменение площади жиклера, необходимое для получения одинакового коэффициента избытка воздуха в элементарном карбюраторе в предположении неизменности коэффициента истечения топлива из жиклера. В действительности изменения коэффициентов истечения оказывают некоторое влияние. Кроме того, при переходе на другое топливо изменяются условия распыливания и испарения топлива, и коэффициент избытка воздуха должен изменяться в сторону обогащения тем сильнее, чем хуже испаряется топливо.

§ 25. Изменение расхода топлива по расходу воздуха в простейшем карбюраторе

При увеличении расхода воздуха изменяется разрежение в диффузоре карбюратора и расход топлива. В элементарном карбюраторе расход топлива увеличивается быстрее, чем расход воздуха, и смесь богатеет.

Расход воздуха по уравнению (24) выражается следующим образом:

$$G_a = 0,36 \cdot \varphi_a \cdot f_a \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_a \cdot \Delta p_a} \quad (24)$$

Согласно диаграмме фиг. 41 при изменениях разрежения в горловине диффузора $\Delta p_a = 100—1200$ мм вод. ст. для многих карбюраторов можно считать коэффициент истечения диффузора постоянным: $\varphi_a = \text{const}$, тогда по уравнению (24) разрежение в диффузоре может быть выражено через расход воздуха так:

$$\Delta p_a = \text{const} \cdot G_a^2,$$

так как остальные члены уравнения (24) остаются неизменными:

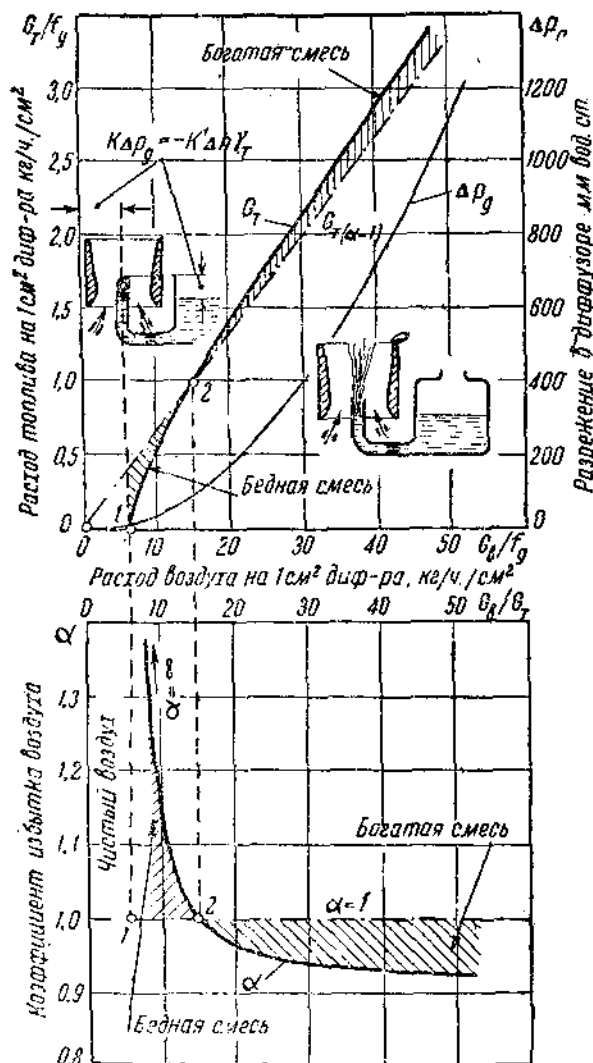
$$0,36 \cdot \varphi_a \cdot f_a \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_a} = \text{const}.$$

Задаваясь различными расходами воздуха по этому уравнению, можно подсчитать величину соответствующих разрежений в горловине диффузора.

На фиг. 82 дана диаграмма изменения расхода топлива по расходу воздуха в элементарном карбюраторе, а на нижней диаграмме соответствующее изменение коэффициента избытка воздуха.

На фиг. 82 по абсциссам отложен часовой расход воздуха, отнесенный к 1 см² диффузора, и по нему вычислены соответствующие

шие значения разрежений, которые тоже нанесены на диаграмму (см. кривую Δp_d). При вычислениях принято $\varphi_d = 0,85$; $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг/см}^3$. Зная разрежения в диффузоре при данном расходе воздуха,



Фиг. 82. Диаграмма дозировки смеси элементарного карбюратора.

можно подсчитать соответствующие значения расходов топлива по уравнению (36):

$$G_T = 0,114 \cdot \varphi_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2 g \cdot \gamma_T \cdot (K \Delta p_d - K' \Delta h \gamma_T)}. \quad (36)$$

С известным приближением можно принять, что коэффициент истечения из жиклера так же, как и коэффициент истечения для

диффузора при изменении расхода топлива, остается постоянным: $\varphi_{ж} = \text{const}$, тогда по уравнению (36):

$$G_T = \text{const} \cdot \sqrt{K \Delta p_d - K' \Delta h \gamma_T} \quad (36'')$$

так как $0,114 \cdot \varphi_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_T} = \text{const}$.

На диаграмме фиг. 82 кривая расхода топлива G_T дает часовой расход топлива, приходящийся на каждый квадратный сантиметр площади сечения горловины диффузора. Она вычислена по уравнению (36'') в предположении $\varphi_{ж} = 0,85$, $K = 0,9$ и $K' \Delta h \gamma_T = 14,5$ мм вод. ст., т. е. что истечение топлива из жиклера начинается при разрежении в горловине диффузора 14,5 мм вод. ст. На этой же диаграмме фиг. 82 дана пунктирная прямая линия $G_{T(\alpha=1)}$, соответствующая расходу топлива при $\alpha = 1$:

$$\alpha = \frac{G_s}{l_0 G_T} = 1 \quad \text{или} \quad G_{T(\alpha=1)} = \frac{G_s}{l_0}$$

при построении принято $l_0 = 15$ кг/кг топлива.

Для каждого расхода воздуха из отношения кривых $G_{T(\alpha=1)}$ и G_T можно быстро определить величину коэффициента избытка воздуха.

Из определения:

$$\alpha = \frac{G_s}{l_0 G_T},$$

где G_T — действительный расход топлива, изображаемый кривою G_T . При теоретической пропорции смеси

$$\alpha = 1 = \frac{G_s}{l_0 G_{T(\alpha=1)}}$$

где $G_{T(\alpha=1)}$ расход топлива при $\alpha = 1$. Отсюда, поделив предыдущее выражение α на выражение для $\alpha = 1$, получим:

$$\frac{\alpha}{1} = \frac{G_s l_0 G_T}{G_s l_0 G_{T(\alpha=1)}}$$

или

$$\alpha = \frac{G_T}{G_{T(\alpha=1)}}, \quad (41)$$

т. е. коэффициент избытка воздуха α определяется как отношение ординат кривой G_T действительного расхода топлива к соответствующей ординате кривой $G_{T(\alpha=1)}$ — теоретического расхода топлива ($G_{T(\alpha=1)} = \frac{G_s}{l_0}$). Точка 2 пересечения кривых G_T и $G_{T(\alpha=1)}$ всегда соответствует $\alpha = 1$, так как в этой точке пересечения числитель выражения (41) равен знаменателю.

Если кривая G_T идет выше кривой $G_{T(\alpha=1)}$, то $\alpha < 1,0$ (смесь богатая), а если кривая G_T идет ниже кривой $G_{T(\alpha=1)}$, то $\alpha > 1,0$ (смесь бедная).

На нижней диаграмме фиг. 82 дано изменение коэффициента избытка воздуха в элементарном (простейшем) карбюраторе. Рассматривая диаграммы фиг. 82, нужно обратить внимание на следующее:

1. При увеличении расхода воздуха в карбюраторе от 0 до точки 1 истечение топлива не происходит, и карбюратор подает чистый воздух.

2. В точке 1, когда разрежение в диффузоре увеличится до значения $K \Delta p_d = -K' \Delta h \gamma_T$, начинается процесс истечения топлива. До этого момента разрежение в диффузоре было в состоянии лишь „подсосать“ топливо в форсунке на некоторую высоту и образовать выпуклый мениск из поверхности пленки топлива.

3. Начиная с точки 1 до точки 2, смесь быстро обогащается. На этом участке коэффициент избытка воздуха изменяется от $\alpha = \infty$ (в точке 1) до $\alpha = 1$ (в точке 2).

4. После точки 2 — пересечения кривых — смесь продолжает обогащаться, однако по мере увеличения расхода воздуха обогащение смеси замедляется так, что при больших расходах воздуха состав смеси стремится стать постоянным.

При построении кривых фиг. 82 было принято, что коэффициенты истечения воздуха φ_d и топлива $\varphi_{ж}$ при изменениях разрежения в диффузоре не изменяются. Во многих случаях такое предположение подтверждается при опытах, однако в некоторых случаях при работе карбюратора коэффициенты φ_d и $\varphi_{ж}$ изменяются, так что отношение $\varphi_d / \varphi_{ж}$ уменьшается (например в случае, когда φ_d изменяется по закону кривой 1 фиг. 41, а $\varphi_{ж}$ по закону кривой 5 фиг. 57).

На основании уравнения (37) нетрудно заметить, что при прочих равных условиях при уменьшении отношения $\varphi_d / \varphi_{ж}$, коэффициент избытка воздуха α уменьшается, т. е. смесь богатеет.

Таким образом в некоторых случаях обогащение смеси в элементарном карбюраторе происходит еще интенсивнее, чем это представлено на фиг. 82.

Внешняя характеристика простейшего карбюратора

Характеристика карбюратора при работе на полном дросселе при переменных оборотах двигателя называется внешней характеристикой карбюратора. Выше было указано, что внешняя характеристика идеального карбюратора, соответствующая наибольшей мощности двигателя, изображается почти постоянной величиной коэффициента избытка воздуха, лежащей в пределах значения $\alpha = 0,8 - 0,9$ (в среднем $\alpha = 0,85$), причем на малых оборотах смесь должна быть несколько богаче, чем на больших.

Задаваясь разными значениями расхода воздуха в карбюраторе и соответствующими значениями коэффициента избытка воздуха по внешней характеристике идеального карбюратора (по кривой $N_e = \max$ фиг. 7), можно подсчитать величины расходов топлива G_T , соответствующие идеальной характеристике карбюратора.

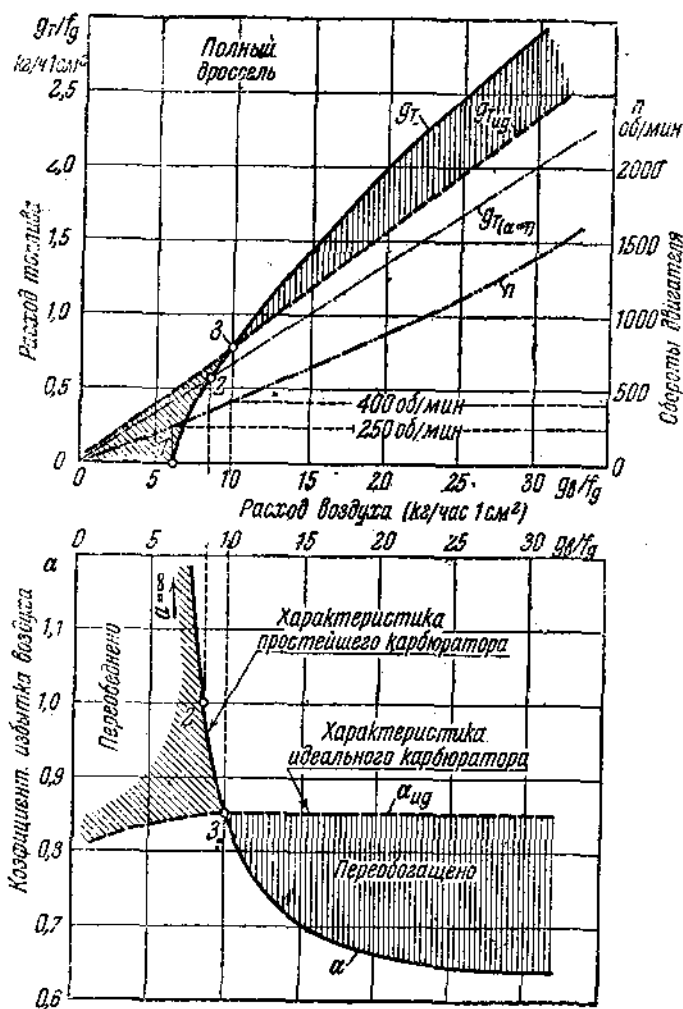
Подсчет можно сделать по уравнению (3), переписанному для идеального карбюратора:

$$\alpha_{ид} = \frac{G_g}{l_0 G_{T.ид}}, \text{ или } G_{T.ид} = \frac{G_g}{l_0 \cdot \alpha_{ид}}.$$

На фиг. 83 даны внешние характеристики простейшего и идеального карбюраторов и соответствующие значения расходов топлива.

Внешняя характеристика (кривая — $\alpha_{ид}$) идеального карбюратора соответствует кривой $N_e = \max$ (фиг. 7).

Внешняя характеристика простейшего карбюратора (кривая α) соответствует кривой α фиг. 82.



Фиг. 83. Внешняя характеристика простейшего карбюратора.

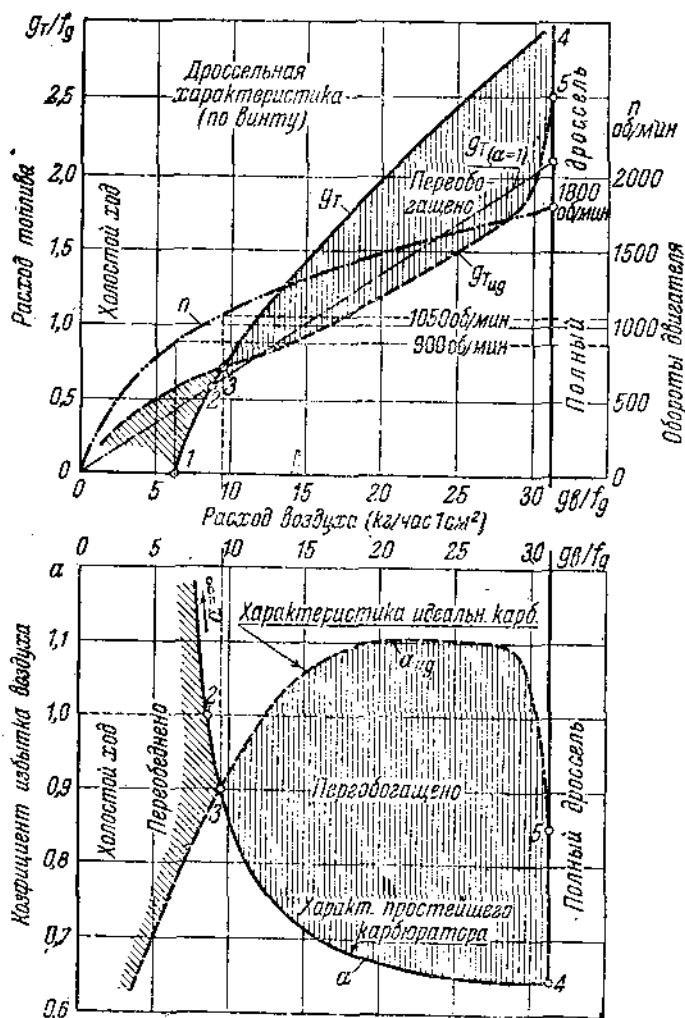
Кривая n — фиг. 83 соответствует изменению числа оборотов (авто) двигателя при работе его по внешней характеристике.

Кривые G_t и $G_{t\alpha=1}$ соответствуют кривым G_t и $G_{t\alpha=1}$ фиг. 82. Разница между кривыми G_t и α фиг. 83 и фиг. 82 заключается в том, что на фиг. 83 смесь взята несколько богаче, чем на фиг. 82.

При рассмотрении кривых фиг. 83 можно заметить следующее:

1. Топливо начинает вытекать из жиклера при данных соотно-

шениях, примерно при $n=250$ оборотов двигателя (точка 1). До этого момента карбюратор подает чистый воздух. Однако смесь становится пригодной для работы двигателя не при $n=250$ об/мин, а при больших оборотах, когда $\alpha=1,25-1,2$, т. е. когда смесь станет богаче предела воспламеняемой смеси.



Фиг. 84. Дроссельная (винтовая) характеристика карбюратора.

2. При увеличении расхода воздуха от точки 1 до точки 3 смесь быстро богатеет: в точке 2 $\alpha=1,0$ в точке 3 состав в смеси соответствует составу смеси идеального карбюратора ($\alpha=0,85$). Таким образом при числе оборотов $n=400$ об/мин, при данных соотношениях простейший карбюратор дает смесь нужного состава.

3. При увеличении расхода воздуха от точки 3 смесь переобогащается против идеального карбюратора тем сильнее, чем больше

число оборотов двигателя. На фиг. 83 область переобедненной и переобогащенной смеси — заштрихована.

Таким образом простейший карбюратор при малых оборотах двигателя дает очень бедную смесь, а при больших — очень богатую. Если путем изменения площади жиклера отрегулировать смесь на высоких оборотах двигателя, то получится недопустимо бедная смесь на средних и особенно на малых оборотах.

Дроссельная характеристика простейшего карбюратора

При дросселировании двигателя работа простейшего карбюратора протекает совершенно так же, как и при работе по внешней характеристике. Здесь так же как и при изменении числа оборотов, изменяются расход воздуха, разрежение в диффузоре и расход топлива, так что одинаковым расходам воздуха в обоих случаях соответствуют одинаковые расходы топлива.

Дроссельная же характеристика идеального карбюратора имеет совсем другой характер, чем внешняя, и поэтому характеристика простейшего карбюратора при дросселировании еще сильнее расходится с характеристикой идеального карбюратора, чем при работе на полном дросселе при разных оборотах.

На фиг. 84 даны дроссельные характеристики простейшего и идеального карбюраторов. На этой фигуре кривые α , G_T и $G_{T_{a=1}}$ — соответствуют кривым α , G_T и $G_{T_{a=1}}$ фиг. 82, а кривые $\alpha_{ид}$ и $G_{T_{ид}}$ соответствуют сплошной кривой фиг. 10а идеального карбюратора. Здесь же для наглядности дана кривая n изменения числа оборотов авиадвигателя при дросселировании его по винтовой характеристике. Как видно, при данных соотношениях истечение топлива начинается в точке 1 примерно при 900 об/мин. В точке 2 — $\alpha = 1,0$, а в точке 3 состав смеси простейшего карбюратора совпадает с составом смеси идеального карбюратора (в точке 3 примерно при $n = 1050$ об/мин $\alpha = 0,9$). При дальнейшем открытии дросселя смесь богатеет и на полном дросселе смесь много богаче нужной: в точке 4 $\alpha = 0,65$, тогда как в точке 5 коэффициент избытка воздуха должен быть $\alpha = 0,85$.

Регулировка простейшего карбюратора

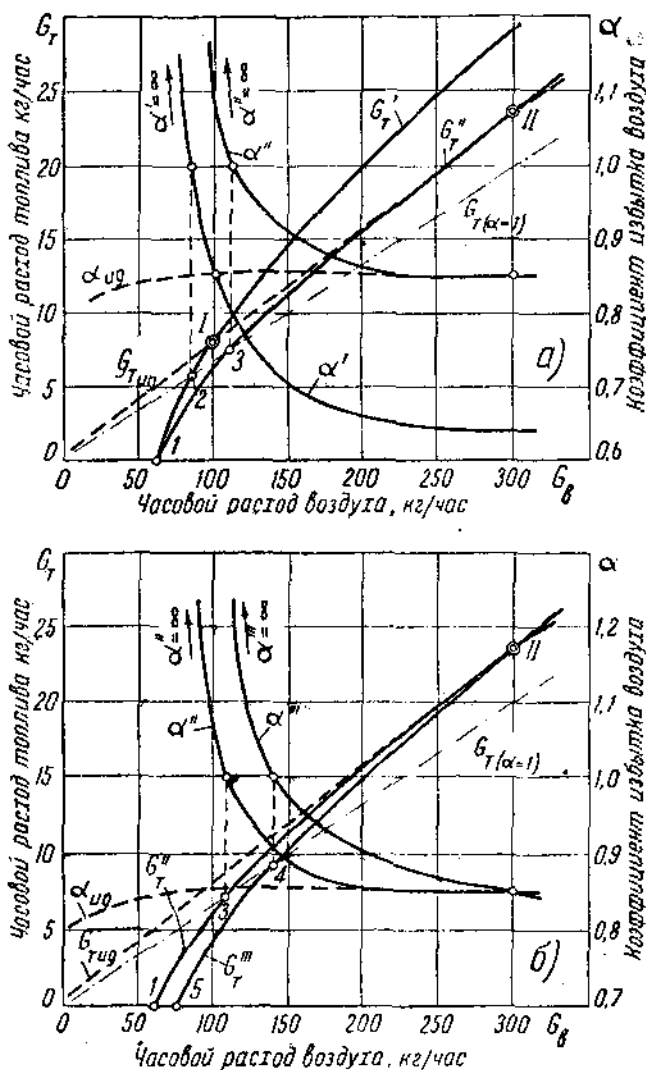
Выше было указано, что путем изменения площади жиклера $f_{ж}$ или путем изменения площади сечения горловины диффузора f_d можно изменить расход топлива в простейшем карбюраторе, причем было указано, что изменение коэффициента избытка воздуха происходит по уравнению (38):

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{f_{ж''}}{f_{ж'}}, \quad (38)$$

т. е. при одинаковых разрежениях в горловине диффузора коэффициент избытка воздуха изменяется обратно пропорционально площади сечения жиклера.

На фиг. 85 дана диаграмма дозировки смеси простейшим карбюратором при изменении площади сечения жиклера. В отличие

от предыдущих диаграмм фиг. 82, 83, 84 на диаграммах фиг. 85 по абсциссам отложены не расходы воздуха и топлива, приходящиеся на каждый квадратный сантиметр площади диффузора, а абсолютные расходы G_a и G_T в кг/час.



Фиг. 85. Изменение дозировки смеси простейшим карбюратором.

а) — при изменении размеров жиклера; б) — при изменении размеров диффузора.

На диаграмме фиг. 85 а' нанесены кривые G_T , $G_T(\alpha=1)$, $G_{T_{ид}}$ и α' соответствующие аналогичным кривым фиг. 82.

Как видно, при этих условиях расход топлива в точке 1 соответствует расходу топлива идеального карбюратора. Если изме-

нить размеры жиклера (уменьшить $f_{ж}$) до нового значения расхода G_T'' так, чтобы в точке II расход топлива G_T'' совпал с расходом топлива $G_{Tид}$ идеального карбюратора, то величина коэффициента избытка воздуха изменится пропорционально изменению α в точке II. В этом случае при уменьшении расхода воздуха смесь будет быстро обедняться (кривая α''). Точка I начала истечения топлива при этом не изменяется. Точка пересечения кривой расхода топлива с кривую $G_{T_{\alpha=1}}$ передвинется вправо (для G_T' точка 2, для G_T'' точка 3).

Таким образом в простейшем карбюраторе при изменении размеров жиклера характер изменения коэффициента избытка воздуха не изменится и при помощи изменения площади жиклера можно точно получить нужный состав смеси лишь при одном каком-либо расходе воздуха; при остальных же расходах смесь будет или слишком богатой или слишком бедной; поэтому простейший карбюратор может удовлетворительно работать лишь в узких пределах изменения расхода воздуха в карбюраторе.

При помощи изменения площади диффузора тоже можно изменять состав смеси в простейшем карбюраторе.

Выше было найдено, что при значительных разрежениях в горловине диффузора, когда в уравнении (37) величина $K'\Delta h_{гТ}$ сравнительно с величиною $K\Delta p_d$ мала, множитель $\sqrt{\frac{\Delta p_d}{K\Delta p_d - K'\Delta h_{гТ}}} = 1$.

В этом случае зависимость коэффициента избытка воздуха от площади сечения диффузора выражается отношением:

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{f'_d}{f''_d}. \quad (39)$$

Однако при малых расходах воздуха в диффузоре величина $K'\Delta h_{гТ}$ по сравнению с величиною $K\Delta p_d$ значительна, и ею пренебрегать нельзя. На фиг. 85 б дана диаграмма изменения состава смеси простейшим карбюратором при одинаковых условиях работы двигателя, но при разных размерах диффузора. Кривые $G_{T_{\alpha=1}}$, $G_{Tид}$, G_T'' , $\alpha_{ид}$ и α'' , полностью соответствуют таким же кривым фиг. 94 а. Кривые G_T''' и α''' соответствуют увеличенным размерам диффузора. Ввиду увеличения площади сечения диффузора разрежения у жиклера понижены, и для сохранения прежнего расхода топлива и прежнего коэффициента избытка воздуха в точке II площадь $f_{ж}$ должна быть увеличена согласно уравнению (39'), т. е. пропорционально площади диффузора. Однако ввиду уменьшения разрежений Δp_d , истечение топлива начнется не в точке I, а позднее в точке 5, когда при пониженных разрежениях в диффузоре, разрежение у жиклера достигнет прежней величины $K'\Delta h_{гТ}$. При новых условиях точка 3 передвинется в точку 4.

Таким образом при увеличенных размерах диффузора и при низких в нем разрежениях истечение топлива начинается позднее и при увеличении расхода воздуха смесь богатеет быстрее, чем при малом диффузоре и при высоких в нем разрежениях.

Аналогичным образом оказывает влияние высота конца топливной форсунки над уровнем топлива в поплавковой камере или точнее величина $K'\Delta h_{гТ}$. Чем больше эта величина, тем позднее на-

чинается истечение топлива и тем сильнее обогащается смесь с увеличением расхода воздуха в карбюраторе.

Наименьшие допустимые значения величины $K \Delta h_{\gamma_T}$ обусловлены явлением подтекания карбюратора. При очень малых $K \Delta h_{\gamma_T}$, т. е. при очень низких форсунках, топливо начинает вытекать при малых разрежениях в диффузоре, когда скорости воздуха малы. Воздушный поток при этом не в состоянии унести в цилиндры двигателя вытекающее по форсунке карбюратора топливо, и оно под действием силы веса стекает вниз из карбюратора, образуя „течь“.

§ 26. Работа главных дозирующих устройств современных карбюраторов

Простейший карбюратор дает или слишком бедную смесь на малых расходах воздуха, или же переобогащенную смесь при больших.

Поэтому дозировка смеси в современных карбюраторах при работе по внешней характеристике осуществляется при помощи двух органов главного дозирующего устройства: один орган обогащает смесь на малых расходах воздуха (оборотах мотора), а другой на больших.

В настоящее время распространение получили три следующих системы:

1) дозировка смеси при помощи клапана впуска добавочного воздуха. Это самый старый способ автоматической дозировки смеси, предложенный Кребсом в 1902 г.;

2) дозировка смеси при помощи двух жиклеров, поставленных в разные условия работы; это способ конструктора Бавери применяется фирмой Зенит с 1907 г. и известен под названием этой фирмы;

3) дозировка смеси при помощи торможения струи топлива впуском воздуха в топливный канал жиклера; этот способ применяется с 1908 г. и известен под названием „способа дозировки с пневматическим торможением топлива“; этот способ применяется разными фирмами: Клодель, Стромберг, Солекс и т. п.;

4) смешанный способ дозировки смеси, представляющий собою варианты предыдущих способов.

Работа главного дозирующего устройства с клапаном впуска добавочного воздуха

Схема главного дозирующего устройства со впуском добавочного воздуха представлена на фиг. 86. Устройство отличается от простейшего карбюратора тем, что засасываемый двигателем воздух может поступать помимо диффузора 1 через автоматический клапан 2. Клапан закрывается пружиной и может открываться под действием разрежения, образующегося перед дросселем при больших расходах воздуха в карбюраторе. При малых расходах воздуха разрежение у клапана падает и он закрывается под действием пружины.

На фиг. 87 дана характеристика этого устройства. Здесь по абсциссам отложены общие часовые расходы воздуха — G , кг/час, прошедшего через карбюратор. При открытом клапане общий рас-

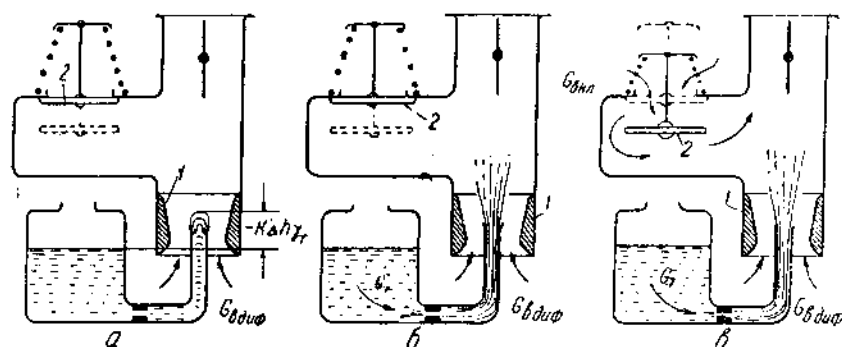
ход воздуха в карбюраторе G_a равен суммарному расходу воздуха, прошедшего через диффузор $G_{\text{диф}}$ кг/час, и воздуха, прошедшего через клапан $G_{\text{вкл}}$ кг/час:

$$G_a = G_{\text{теор}} + G_{\text{вкл.}}$$

При закрытом же клапане весь воздух проходит через диффузор так, что в этом случае $G_{\text{вкл.}} = 0$ и $G_a = G_{\text{диф}}$.

По ординатам фиг. 87 отложены: наверху — часовые расходы топлива G_T кг/час, а внизу соответствующие коэффициенты избытка воздуха α . Закрытому клапану соответствуют кривые I, а открытому полностью — кривые II.

При неизменном положении клапана карбюратор работает как простейший, причем истечение топлива при открытом клапане начинается позднее — в точке 2, в то время как при закрытом в точке 1.



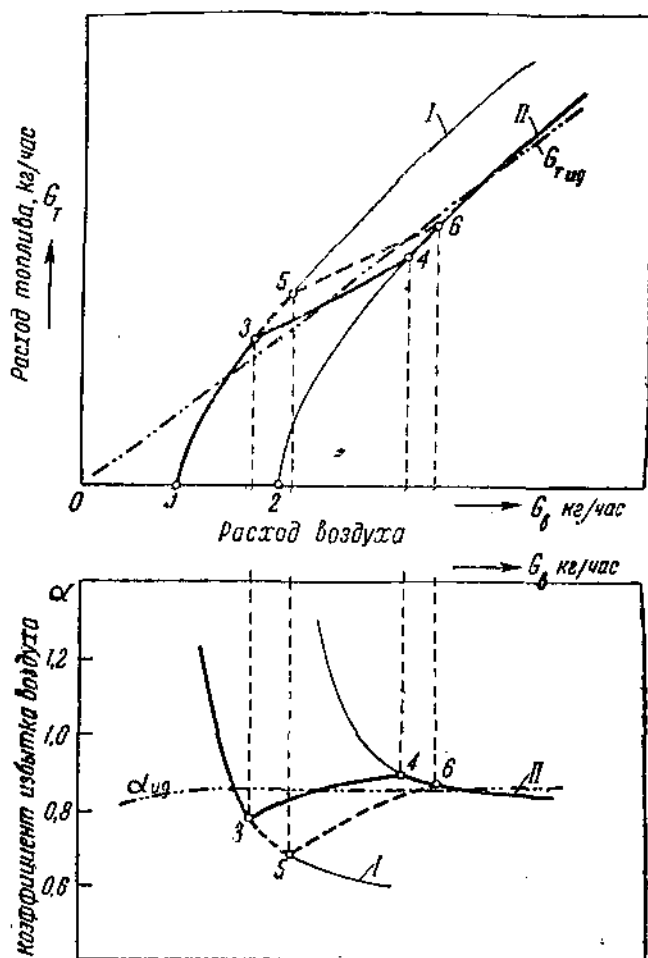
Фиг. 86. Схема работы главного дозирующего устройства с клапаном впуска добавочного воздуха.

Это объясняется тем, что при открытом клапане разрежения в диффузоре ниже и величина $K\Delta p_d$ становится равной величине, $K'\Delta h_{\text{т}}$ (см. уравнение 36 и фиг. 86 а и в) лишь при больших значениях расхода воздуха.

В обеих точках 1 и 2 при разных суммарных значениях расхода воздуха в карбюраторе количество воздуха, прошедшего через диффузор $G_{\text{диф}}$, одно и то же. Таким образом в точке 1: $G_a = G_{\text{диф}}$ и $G_{\text{вкл.}} = 0$; в точке же 2: $G_{a2} = G_{\text{диф}} + G_{\text{вкл.}}$, т. е. точка 1 находится от точки 2 на расстоянии $G_{\text{вкл.}}$. От точки 1 до точки 3 клапан закрыт и смесь богатеет, как в простейшем карбюраторе (см. схему фиг. 86 б). В точке 3 клапан начинает открываться до точки 4. На этом участке смесь обедняется. В точке 4 клапан открыт полностью (см. фиг. 86 в) и при дальнейшем увеличении расхода воздуха карбюратор начинает работать как простейший. Момент начала открытия клапана зависит от предварительной затяжки пружины: чем сильнее предварительная затяжка пружины, тем позднее начинается открытие клапана.

При слабой пружине состав смеси карбюратора изменяется по кривой 1-3-4-II, при более тугой пружине по кривой 1-5-6-II.

Таким образом это дозирующее устройство имеет два дозирующих органа: на малых расходах воздуха состав смеси регулируется топливным жиклером (чем больше площадь жиклера, тем богаче смесь), а на больших — пружиной автоматического клапана (чем слабее пружина и больше площадь проходного сечения клапана, тем беднее смесь).



Фиг. 87. Характеристика главного дозирующего устройства с клапаном впуска добавочного воздуха.

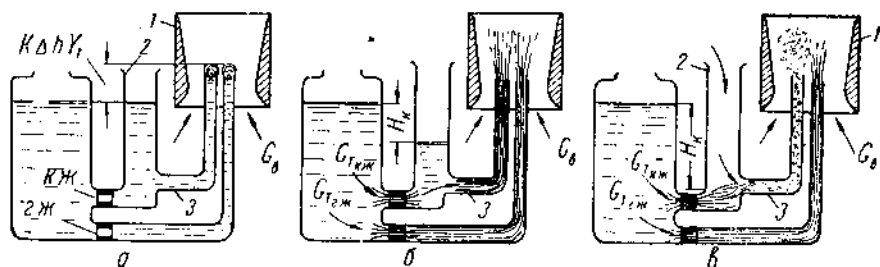
При помощи регулировки этих двух органов в некоторых рабочих пределах расходов воздуха можно получить нужную характеристику карбюратора, в достаточной степени приближающуюся к характеристике идеального карбюратора. На фиг. 87 кривые $G_{тид}$ и $\alpha_{ид}$ соответствуют внешней характеристике идеального карбюратора.

Работа главного дозирующего устройства с двумя жиклерами типа Зенит

Схема главного дозирующего устройства типа Зенит с двумя жиклерами дана на фиг. 88. Устройство отличается от простейшего карбюратора тем, что помимо топливного жиклера *г. ж.* (фиг. 88), соответствующего жиклеру элементарного карбюратора, который в этой схеме носит название „главного“, имеется еще дополнительный жиклер *к. ж.* Этот жиклер носит название „компенсаторного“.

Компенсаторный жиклер подает топливо не прямо в диффузор 1, а в дополнительный колодец 2. Под действием высоких разрежений в диффузоре через форсунку 3 из компенсаторного колодца подсасывается наружный воздух (фиг. 88 в). Все топливо, вытекающее в компенсаторный колодец через компенсаторный жиклер, уносится через форсунку компенсаторного жиклера 3 в воздушный поток карбюратора.

Главный жиклер в этой схеме работает как топливный жиклер простейшего карбюратора.



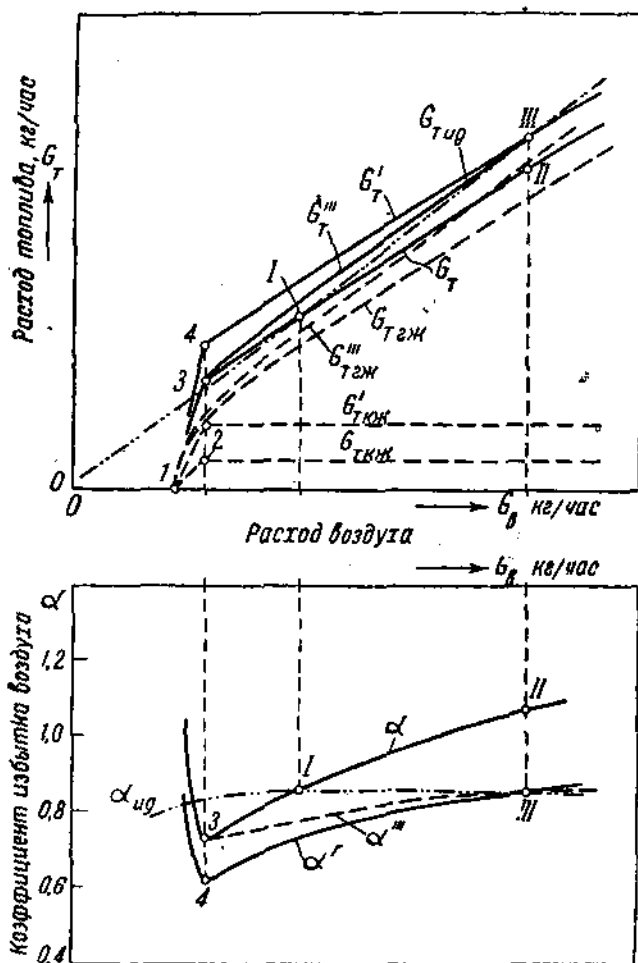
Фиг. 88. Схема работы главного дозирующего устройства типа Зенит.

На фиг. 89 дана характеристика этого устройства. По абсциссам отложены расходы воздуха в карбюраторе G_a кг/час, а по ординатам: наверху расходы топлива через главный жиклер и через компенсатор, а внизу — соответствующие коэффициенты избытка воздуха.

Общий расход топлива — G_T кг/час, подаваемый карбюратором, соответствует сумме двух расходов: расходу топлива, вытекающего через главный жиклер $G_{T_{г.ж.}}$ кг/час, и расходу топлива, вытекающего через компенсаторный жиклер — $G_{T_{к.ж.}}$ кг/час. Таким образом при совместной работе двух жиклеров общий расход топлива равен: $G_T = G_{T_{г.ж.}} + G_{T_{к.ж.}}$. Расход воздуха, подсасываемый через форсунку компенсаторного жиклера, весьма мал и он не может оказать никакого влияния на разрежение в диффузоре карбюратора.

При небольших расходах воздуха в карбюраторе от точки 0 до точки 1 (фиг. 89) разрежение в диффузоре затрачивается на подъем топлива в форсунках главного и компенсаторного жиклеров и на образование в них выпуклого мениска пленки поверхностного натяжения. В точке 1 (фиг. 89, 88 а) разрежение в диффузоре достигает такой величины, при которой $K\Delta p_d = K'\Delta h_{\gamma_T}$ (см. уравнение 36), поверхностная пленка разрывается и начинается истечение топлива из обеих форсунок. При этом истечение топлива из фор-

сунки главного жиклера происходит так же, как и в простейшем карбюраторе по закону кривой $G_{Тж}$. Истечение же топлива из форсунки компенсаторного жиклера происходит следующим образом. Перед моментом начала истечения топлива в точке 1 уровень топлива в компенсаторном колодце стоит на одной высоте с уровнем топлива в поплавковой камере (фиг. 88 а). При истечении топлива



Фиг. 89. Характеристика главного дозирующего устройства типа Зенит.

из форсунки 3 (фиг. 88 б) уровень топлива в компенсаторном колодце несколько понижается, что вызывает начало истечения топлива через компенсаторный жиклер $\kappa. ж.$, так как топливо через этот жиклер вытекает под действием разницы уровней H_{κ} — в поплавковой камере и в компенсаторном колодце. Чем сильнее подсос топлива через форсунку 3, тем больше должно вытекать топлива через компенсаторный жиклер и тем ниже устанавливается уровень топ-

лива в компенсаторном колодце. Понижение уровня топлива в компенсаторном колодце происходит от точки 1 до точки 2 (фиг. 89). В точке 2 уровень топлива в компенсаторном колодце занимает крайнее нижнее положение (фиг. 88 в) и через форсунку 3, помимо топлива, начинает подсасываться воздух. Расход топлива через компенсаторный жиклер при этом достигает наибольшего значения. При дальнейшем увеличении расхода воздуха в диффузоре количество воздуха, подсасываемого через компенсаторный жиклер, увеличивается, но расход топлива через компенсаторный жиклер остается неизменным (см. кривую $G_{Тк.ж}$ фиг. 89), так как разница уровней топлива (H_k фиг. 88 в) при этом не изменяется. Общий расход топлива в карбюраторе при любом расходе воздуха всегда равен сумме расходов $G_{Тд.ж} + G_{Тк.ж}$. Таким образом до точки 1 карбюратор не подает топлива вовсе ($\alpha = \infty$). В точке 1 начинается подача топлива, и смесь быстро богатеет до точки 3 (фиг. 89). В точке 3 смесь богаче, чем нужно по характеристикам идеального карбюратора (на фиг. 89 кривые $G_{Тид}$ и $\alpha_{ид}$ соответствуют внешней характеристике идеального карбюратора). От точки 3 смесь беднеет так, что в точке 1 смесь соответствует характеристике идеального карбюратора. При дальнейшем увеличении расхода воздуха смесь продолжает обедняться, так что, например, в точке II смесь беднее, чем нужно.

Обогатить смесь в точке II можно или при помощи увеличения площади сечения компенсаторного жиклера или при помощи увеличения площади сечения главного жиклера. В обоих случаях состав смеси в точке II будет одинаков, однако и при том и при другом способе обогащения смеси характер протекания кривых G_m и α будет различен.

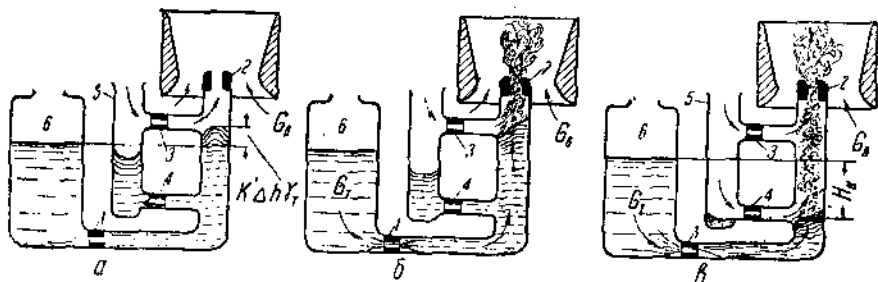
Если обогащение смеси от точки II до точки III, лежащей на характеристике идеального карбюратора, сделать путем увеличения площади сечения компенсаторного жиклера, то расход топлива через компенсатор увеличится до величины $G'_{Тк.ж}$ не только в точке III, но и по всей кривой, так что при малых расходах воздуха суммарный расход топлива увеличится от точки 3 до точки 4, состав смеси обогатится, так что кривая коэффициентов избытка воздуха пойдет по кривой α' вместе с кривой α . Если же для обогащения смеси от точки II до точки III увеличить сечение главного жиклера при неизменном расходе топлива в компенсаторе, то расход топлива через главный жиклер пойдет по кривой $G'''_{Тд.ж}$ и общий расход топлива пойдет по кривой G_T''' , коэффициент же избытка воздуха при этом пойдет по кривой α''' . Как видно, в этом случае в точке 3 состав смеси не изменится.

Таким образом это дозирующее устройство имеет два органа дозировки: главный жиклер и компенсаторный жиклер. На малых расходах воздуха регулируется компенсаторный жиклер (чем больше площадь его сечения, тем богаче смесь), а на больших — главный (чем больше площадь его сечения, тем богаче смесь).

При помощи регулировки этих двух органов в некоторых рабочих пределах расходов воздуха можно получить нужную характеристику карбюратора, в достаточной степени приближающуюся к характеристике идеального карбюратора.

Работа главного дозирующего устройства с пневматическим торможением топлива

Принципиальная схема главного дозирующего устройства с пневматическим торможением топлива дана на фиг. 90. В дозирующих устройствах этого типа помимо топливного жиклера 1, аналогичного жиклеру простейшего карбюратора, имеется еще ряд калиброванных отверстий, являющихся по существу жиклерами карбюратора, но через эти жиклеры протекает не топливо, а воздух или эмульсия воздуха с топливом. Жиклер 2, расположенный на конце топливной форсунки, является эмульсионным жиклером, так как через него протекает не чистое топливо, а эмульсия из топлива с воздухом. Воздух в форсунку подводится через боковой канал 5 и



Фиг. 90. Схема главного дозирующего устройства с пневматическим торможением топлива.

воздушные жиклеры 3 и 4. В дозирующих устройствах с пневматическим торможением всегда имеется один топливный жиклер, соответствующий жиклеру 1 схемы фиг. 90. Эмульсионный жиклер 2 часто отсутствует, так что канал топливной форсунки имеет „свободный“ выход в диффузор. Воздушные жиклеры 3 и 4 в зависимости от конструкции карбюратора часто просто заменяются отверстиями, просверленными в стенке форсунки. Количество воздушных жиклеров тоже бывает различным, но не менее одного, соответствующего жиклеру 4 на схеме фиг. 90.

В основе работы главных дозирующих устройств с пневматическим торможением топлива заложен двойной принцип. В зависимости от соотношения размеров жиклеров 2, 3 и 4 и от их расположения по высоте топливной форсунки характер работы главного дозирующего устройства изменяется и начинает преобладать один или другой принцип работы.

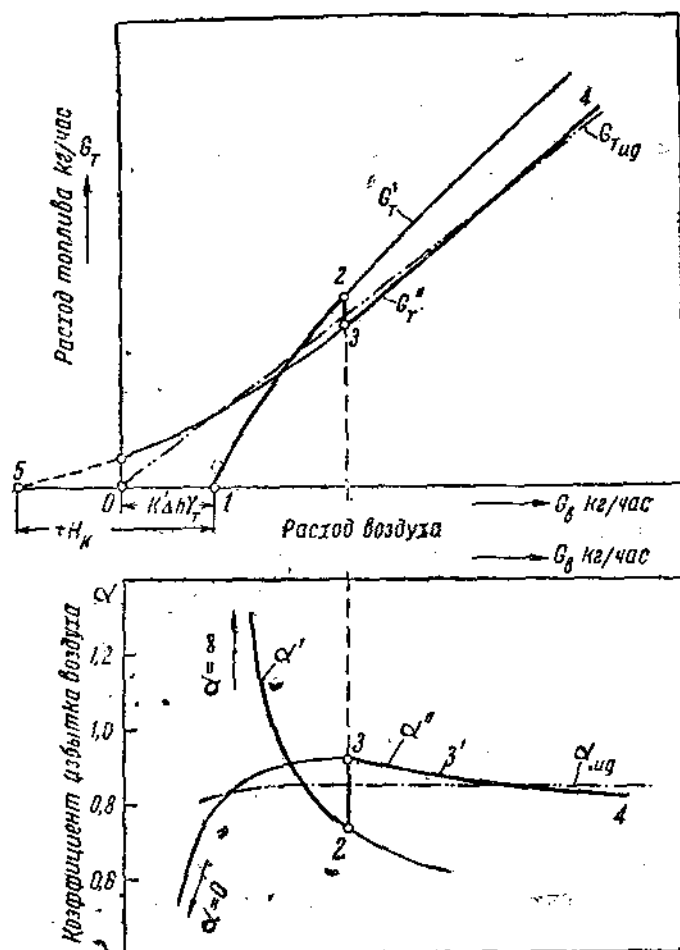
Первый принцип работы—это есть собственно способ пневматического торможения топлива. Заключается он в том, что в форсунке делается несколько воздушных жиклеров, расположенных на разной высоте (на схеме фиг. 90 в два жиклера 3 и 4). Если закрыть эти жиклеры, то через жиклер 2 топливной форсунки под действием разрежения в диффузоре установится некоторое разрежение, от величины которого и будет зависеть расход топлива через жиклер 1. Если открыть воздушные жиклеры 3 и 4, то через них в форсунку начнет просасываться

воздух. Этот воздух уменьшает разрежение внутри форсунки у жиклера 1 и тем самым тормозит истечение топлива. Чем больше площадь сечения воздушных жиклеров 3 и 4 по сравнению с площадью сечения эмульсионного жиклера 2, тем больше воздуха подсасывается в форсунку и тем сильнее его тормозящее действие. Даже при отсутствии эмульсионного жиклера 2, когда форсунка „открыта“, тормозящее действие воздуха оказывает заметное влияние, если при этом площадь сечения воздушных отверстий значительна. В карбюраторах с пневматическим торможением воздушные жиклеры открываются автоматически, но не сразу, а постепенно; например, жиклер 4 на схеме фиг. 90а и б при небольших разрежениях в диффузоре находится под уровнем топлива и потому „закрыт“ для воздуха. Он „открывается“ лишь тогда, когда под действием разрежения в форсунке уровень топлива в воздушном колодце опустится ниже отверстия жиклера 4 (фиг. 90а). При уменьшении разрежения в диффузоре, разрежение в форсунке тоже уменьшается и под действием напора топлива в поплавковой камере 6 уровень топлива в форсунке поднимается и, проникая через жиклер 4, заполняет воздушный колодец 5. Таким образом жиклер 4 снова оказывается затопленным.

Второй принцип работы — это так называемый принцип укороченной форсунки. При работе по этому принципу эмульсионный жиклер 2 должен отсутствовать или иметь достаточно большие размеры. Верхний воздушный жиклер 3 тоже может отсутствовать. Рабочими являются два жиклера: топливный 1 и воздушный 4. Назначение воздушного жиклера 4 впускать воздух в нижнюю часть форсунки. Этот воздух превращает столб топлива внутри форсунки в эмульсию (схема в на фиг. 90). Удельный вес эмульсии гораздо меньше, чем удельный вес топлива (удельный вес воздуха $1,2 \text{ кг/м}^3$, а топлива — 750 кг/м^3), и поэтому противодействие столба эмульсии в форсунке значительно меньше, чем противодействие столба топлива той же высоты. Истечение топлива из жиклера 1 начинается лишь после того, как уровень топлива в форсунке поднимется на высоту $K' \Delta h_{\Gamma}$ до верхнего воздушного жиклера 3 (схема а фиг. 90). При наличии свободного доступа воздуха через жиклер 4 в форсунку уровень топлива в ней будет стоять на высоте нижнего жиклера 4 и истечение топлива могло бы происходить даже без всякого разрежения в форсунке, исключительн~~но~~ за счет разницы уровней H_* (схема в на фиг. 90). Аналогичное действие можно получить на простейшем карбюраторе (фиг. 78 или 82), если укоротить форсунку так, чтобы ее верхний конец был ниже уровня топлива в поплавковой камере. В этом случае истечение топлива будет происходить при отсутствии всякого разрежения в диффузоре исключительно за счет разницы уровней. Точка 1 на диаграмме фиг. 82 при этом передвинется влево за нулевую точку расходов воздуха. Этим самым при малых расходах воздуха смесь не только обогатится, но даже и переобогатится, так как топливо будет вытекать при отсутствии расхода воздуха в карбюраторе.

На фиг. 91 дана характеристика главного дозирующего устройства, работающего по принципу пневматического торможения топлива.

Расход топлива в карбюраторе обусловлен количеством топлива, вытекающего через жиклер 1 (фиг. 90). Количество воздуха, протекающего через воздушные жиклеры 3 и 4, по сравнению с расходом воздуха в диффузоре ничтожно мало и, влияя на разрежение в форсунке, не может влиять заметным образом на разрежение



Фиг. 91. Характеристика главного дозирующего устройства с пневматическим распыливанием.

в диффузоре. При малых расходах воздуха от точки 0 до точки 1 (фиг. 91) топливо не вытекает и разрежение в диффузоре затрачивается на подъем топлива в форсунке над топливом в поплавковой камере. В точке 1 топливо в форсунке поднимется на высоту $K' \cdot \Delta \cdot h \cdot \gamma_T$ до верхнего воздушного жиклера 3 (фиг. 90 а). При дальнейшем увеличении расхода воздуха в диффузоре уровень топлива в форсунке продолжает подниматься, но врывающийся через жиклер 3 воздух непрерывно снимает („сдувает“) весь слой топлива, поднимающийся выше отверстия 3, превращает его в эмульсию и уносит через

жиклер 2 в диффузор карбюратора. Таким образом уровень топлива в форсунке устанавливается на высоте жиклера 3. Разрежение в диффузоре передается через столб топлива в форсунке к жиклерам 4 и 1 (фиг. 90) и, с одной стороны, вызывает понижение уровня топлива в колодце 5, с другой, — истечение топлива через жиклер 1. Таким образом от точки 1 до точки 2 (фиг. 91) карбюратор работает как простейший. В точке 2 уровень топлива в колодце 5 (фиг. 90 в) понижается до жиклера 4. При дальнейшем увеличении расхода воздуха в диффузоре через жиклер 4 в форсунку топливного жиклера начинает врываться воздух, уменьшая разрежение у топливного жиклера 1 (фиг. 90 в). При этом расход топлива падает и смесь обедняется от точки 2 до точки 3 (фиг. 91). В этот момент столб топлива в форсунке превращается в эмульсию и истечение топлива через жиклер происходит не только под действием разрежения в форсунке, но и под действием разницы уровней топлива — H_k (фиг. 90 в) в форсунке и в поплавковой камере. При дальнейшем увеличении расхода воздуха в карбюраторе, расход топлива переходит с кривой G_T' на кривую G_T'' и изменяется по кривой 3—4 (фиг. 91). Соответствующим образом будет изменяться коэффициент избытка воздуха α (переходит с кривой α' на кривую α''). Начало кривой G_T лежит в точке 5 по левую сторону от точки 0, что объясняется разницей уровней H_k . При изменениях расхода топлива по кривой G_T'' коэффициент избытка воздуха изменялся бы по кривой α'' , т. е. при $G_s = 0$, $G_T'' > 0$ и $\sigma'' = 0$. В действительных карбюраторах подсосывание воздуха в форсунку через жиклер 4 (фиг. 90 в) происходит не сразу, а постепенно и обеднение смеси от точки 2 до точки 3 (фиг. 91) происходит тоже постепенно.

На фиг. 91 кривые $G_{T_{ad}}$ и α_{ad} соответствуют внешней характеристике идеального карбюратора.

Если увеличить площадь отверстия жиклера 1 (фиг. 90), то кривые G_T' и G_T'' поднимутся, а кривые α' и α'' опустятся, т. е. смесь обогатится; чтобы обогатить смесь при малых расходах воздуха, нужно точку 1 (фиг. 91) передвинуть ближе к точке 0, т. е. опустить верхний воздушный жиклер 3 (фиг. 90) ближе к уровню топлива в поплавковой камере.

Чтобы обогатить смесь в точке 3, не изменяя состава смеси в точке 4 (фиг. 91), нужно точку 5 отодвинуть влево от точки 0, а для этого нужно ниже опустить воздушный жиклер 4 (фиг. 90).

Чтобы обеднить смесь в точке 4 (фиг. 91), мало изменяя состав смеси в точке 3, нужно увеличить площадь отверстия воздушного жиклера 4 (фиг. 90) или же уменьшить площадь сечения эмульсионного жиклера 2 (фиг. 90).

Для более плавного перехода от точки 2 до точки 3, можно добавить еще один или несколько воздушных жиклеров на разной высоте между жиклерами 3 и 4. При этом, чем больше общая площадь проходных сечений воздушных жиклеров, тем беднее смесь при больших расходах воздуха.

Таким образом при помощи размеров проходных сечений жиклеров и при помощи изменения высоты воздушных жиклеров можно приблизить характеристику карбюратора к характеристике идеального карбюратора.

В существующих карбюраторах с пневматическим торможением топлива изменение регулировки производится обычно изменением площади сечения топливного и воздушных жиклеров. Высота положения воздушных жиклеров обычно не изменяется. При помощи отверстия топливного жиклера изменяется состав смеси при малых расходах воздуха (чем больше площадь отверстия жиклера, тем богаче смесь). При помощи изменения площади отверстий воздушных жиклеров изменяется состав смеси при больших расходах воздуха (чем больше площадь воздушных жиклеров, тем беднее смесь).

§ 27. Автоматические дозирующие устройства холостого хода

Характеристика главного дозирующего устройства зависит только от изменения расхода воздуха в карбюраторе, независимо от того, какие факторы обуславливают эту величину расхода: изменяется ли расход воздуха при неизменном положении дросселя, за счет изменения числа оборотов двигателя, или же расход воздуха изменяется за счет изменения положения дросселя. В обоих случаях при малых расходах воздуха главное дозирующее устройство подает слишком бедную смесь. При работе на холостом ходу на малых оборотах двигателя, расход воздуха и разрежения в диффузоре настолько малы, что главное дозирующее устройство совершенно не подает топлива, и двигатель работать не может. Только при значительных оборотах на холостом ходу или при нагрузке двигателя, когда расход воздуха в карбюраторе и разрежения в диффузоре достигают значительной величины, главное дозирующее устройство начинает подавать правильную рабочую смесь, пригодную для работы двигателя. Чтобы дать возможность двигателю работать на малых оборотах холостого хода и чтобы облегчить запуск двигателя, гонщик Шаррон впервые в 1907 г. применил добавочный жиклер, работающий по прекращении главного жиклера, положив тем начало применению устройств для холостого хода. С тех пор устройства для холостого хода получили широкое распространение.

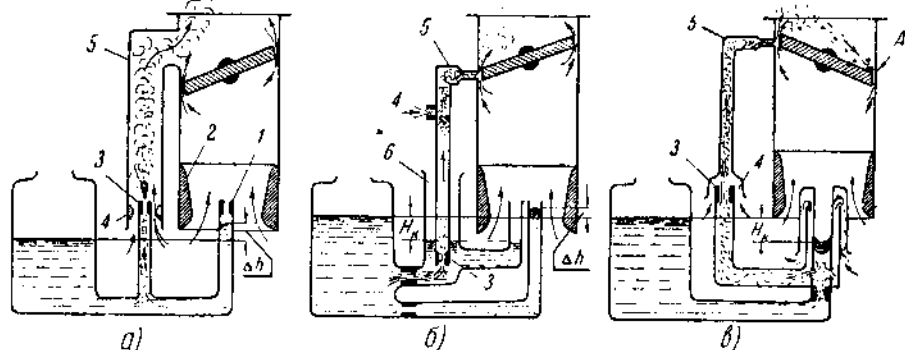
На диаграмме фиг. 92 а дана схема устройства для холостого хода типа Шаррон 1907 г. Здесь помимо главного жиклера 1 и диффузора 2 устроен второй жиклер 3, установленный в добавочном диффузоре 4. Этот диффузор при помощи трубки 5 сообщается с наддроссельным пространством.

На фиг. 93 а даны характеристики этого устройства. Здесь по абсциссам отложены расходы воздуха в карбюраторе при дросселировании в процентах от расхода воздуха на полном дросселе, а по ординатам на верхней диаграмме — разрежения, а на нижней — расходы топлива. Разрежение в диффузоре у главного топлива жиклера изменяется по кривой $\Delta p_{\text{диф}}$, пропорционально квадрату расхода воздуха, а разрежение у жиклера холостого хода по прямой Δp_{x-x} , которая пропорциональна разрежению за карбюратором, но меньше его за счет подсоса воздуха в трубку 5 (фиг. 92 а) через диффузор — 4. При увеличении проходного сечения добавочного диффузора 4 разрежение Δp_{x-x} уменьшается, но его характер не

изменяется. Соответственно изменению разрежений Δp_{x-x} и $\Delta p_{диф}$ изменяется расход топлива через главный жиклер $G_{Тжж}$ и через жиклер холостого хода $G_{Тх-х}$ (фиг. 93а). Общий же расход топлива в карбюраторе G_T соответствует сумме расходов через оба жиклера:

$$G_T = G_{Тжж} + G_{Тх-х}.$$

Жиклер холостого хода работает по всей характеристике от точки 3 до точки 4, а главный от точки 1 до точки 2 полного дросселя. Расход топлива, соответствующий дроссельной характеристике идеального карбюратора, изображен кривою $G_{Тид}$. Как видно, при очень малых расходах воздуха (около точки 3) смесь слишком богата и быстро беднеет при увеличении расхода воздуха. К моменту начала работы главного жиклера смесь слишком

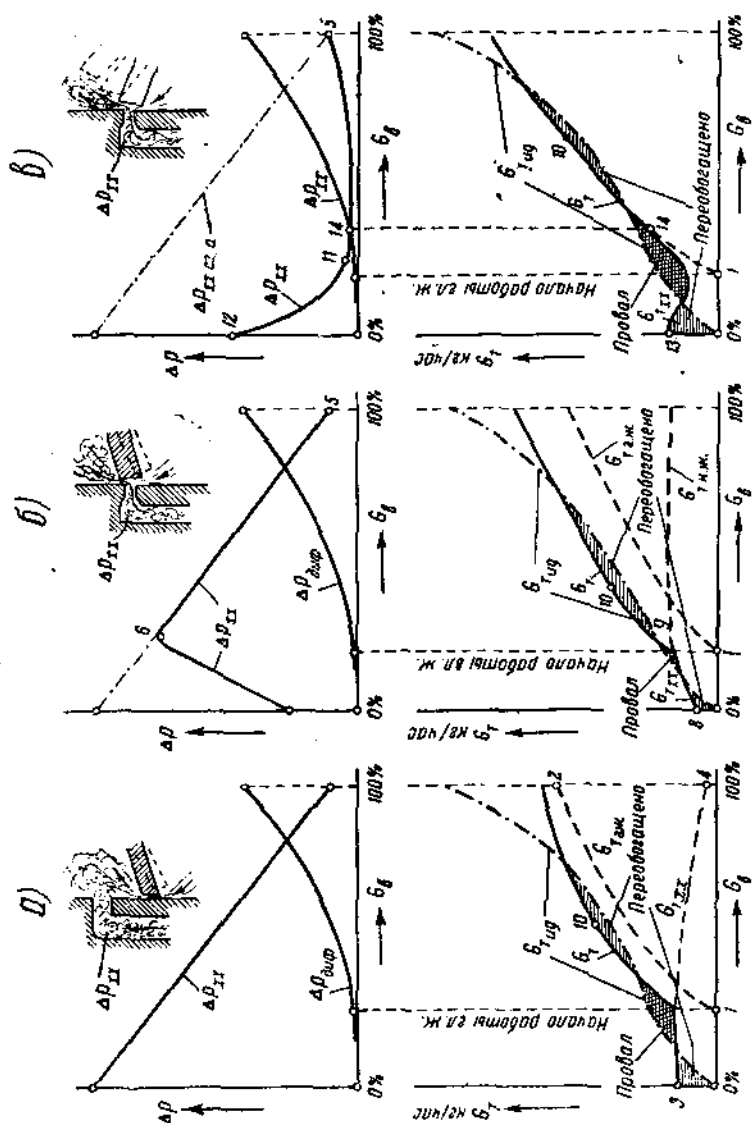


Фиг. 92. Схема автоматических устройств для холостого хода: а — тип Шаррон 1907 г.; б — тип Зенит; в — тип Солекс.

бедна („провал“). При дальнейшем увеличении расхода воздуха к точке 10 смесь снова переобогащается и на полном дросселе снова беднеет. На фиг. 93 область переобогащенной смеси заштрихована горизонтально, а область переобедненной смеси („провал“) заштрихована двойной штриховкой.

На фиг. 92б дана схема современного устройства холостого хода типа Зенит. Здесь жиклер холостого хода 3 питается из компенсаторного колодца 6, трубка же 5 жиклера холостого хода выведена не в наддроссельное пространство, а в самую щель у дросселя. Благодаря такому устройству условия работы жиклера холостого хода резко изменяются. Разрежение Δp_{x-x} от точки 5 до точки 6 (фиг. 93б) изменяется по тому же закону, как и на схеме фиг. 92а. В точке 6 дроссель начинает прикрывать выпускное отверстие трубки 5 (фиг. 92б) и врывающийся из-под дросселя воздух уменьшает разрежение Δp_{x-x} . При дальнейшем прикрытии дросселя разрежение Δp_{x-x} продолжает уменьшаться (фиг. 93б). Величина, но не характер изменения разрежения Δp_{x-x} может изменяться путем изменения размеров воздушного жиклера 4 (фиг. 92б), регулирующего подсос воздуха в трубку 5. Питание жиклера холостого хода 3 (фиг. 92б) из компенсаторного колодца делает его не самостоятельным органом,

а подсобным. Дело в том, что при малых разрежениях в диффузоре компенсаторный колодец заполняется топливом и расход топлива через компенсаторный жиклер прекращается (фиг. 88 а). При наличии жиклера холостого хода β (фиг. 92 б)



Фиг. 93. Характеристика устройства для холостого хода.

топливо из компенсаторного колодца подсасывается по трубке β в надроссельное пространство. Уровень топлива в компенсаторном колодце при этом опускается и компенсаторный жиклер начинает работать. Чем интенсивнее подсос топлива через жиклер холостого хода, тем ниже уровень топлива в компенсаторном колодце и тем сильнее истечение топлива через компенсаторный

жиклер. Таким образом в этой схеме расход топлива постепенно увеличивается от точки 8 до точки 9 (фиг. 93 б), соответственно увеличению разрежения $\Delta p_{x,x}$. В точке 1 (фиг. 93 б) начинается истечение топлива через главный жиклер и при дальнейшем увеличении расхода воздуха в карбюраторе главное дозирующее устройство начинает работать нормальным образом. На фиг. 93 б расходы топлива через главный жиклер и через компенсатор отмечены пунктирными кривыми $G_{Тг-ж}$ и $G_{Тк-ж}$.

Как видно, при этой схеме так же, как и на схеме фиг. 93 а, имеется переобогащение смеси в точках 8 и 10 и провал в момент начала работы главного жиклера. Нужно заметить, что при помощи увеличения жиклера холостого хода провал этот можно несколько уменьшить, но лишь при наличии большого компенсаторного жиклера. При малом компенсаторном жиклере в момент начала работы главного жиклера компенсаторный колодец пуст, и подача топлива в жиклер холостого хода обусловлена размером компенсатора. В этом случае увеличение жиклера холостого хода увеличивает переобогащение в точке 8 (фиг. 93 б), но не обогащает смесь в точке провала.

На фиг. 92 а дана схема устройства для холостого хода карбюратора с пневматическим торможением топлива типа Солекс. В карбюраторах с пневматическим торможением топлива жиклер холостого хода питается топливом от главного топливного жиклера. Его работа протекает совершенно так же, как и жиклера холостого хода типа Zenit. Здесь при работе жиклера хол. хода топливный жиклер работает так же, как и компенсаторный жиклер карбюраторов Zenit. Положение выводного отверстия трубки холостого хода 5 (фиг. 92 а) у верхней, а не у нижней (см. схему фиг. 92 б) кромки дросселя, как это сделано в карбюраторах Солекс, вызывает резкое изменение в протекании кривой разрежений у жиклера холостого хода и вызывает появление сильного провала. На фиг. 93 а даны характеристики этого устройства. Разрежение $\Delta p_{диф}$ в диффузоре в этой схеме изменяется по тому же закону, как и в предыдущих схемах. Разрежение $\Delta p_{x,x}$ у жиклера холостого хода на полном дросселе в точке 5 имеет такое же значение, как и в предыдущих двух схемах. С прикрытием же дросселя разрежение $\Delta p_{x,x}$ не увеличивается, как $\Delta p_{x,x,сх а}$ в схемах а и б, а падает, аналогично разрежению $\Delta p_{диф}$, так как с прикрытием дросселя выводное отверстие в трубке 5 (фиг. 92 а) оказывается ниже дросселя.

В точке 11 (фиг. 93 а) дроссель начинает прикрывать выходное отверстие трубки жиклера холостого хода, и из него начинается интенсивный подсос в наддроссельное пространство. По мере дальнейшего прикрытия дросселя подсос этот усиливается, так что разрежение $\Delta p_{x,x}$ резко возрастает до точки 12. Величина разрежения $\Delta p_{x,x}$ но не характер его протекания, может быть изменена путем изменения проходного воздушного отверстия 4 (фиг. 92 а). Соответственно изменению разрежения $\Delta p_{x,x}$ изменяется расход топлива через главный жиклер. При отсутствии устройства холостого хода топливный жиклер начал бы работать в точке 1 (фиг. 93 а). Наличие устройства для холостого хода вызывает значительный расход топлива у точки 13; по мере открытия дросселя расход

топлива быстро падает, так как падает разрежение $\Delta p_{x,x}$. В точке 14 (фиг. 93 в) разрежение у жиклера холостого хода становится равным разрежению в диффузоре, и главный жиклер начинает подавать топливо в диффузоре карбюратора. В силу неблагоприятного характера протекания разрежения у жиклера холостого хода в карбюраторах этого типа получается особенно сильное переобогащение в точке 13 и особенно значительный провал перед началом подсоса топлива в диффузоре.

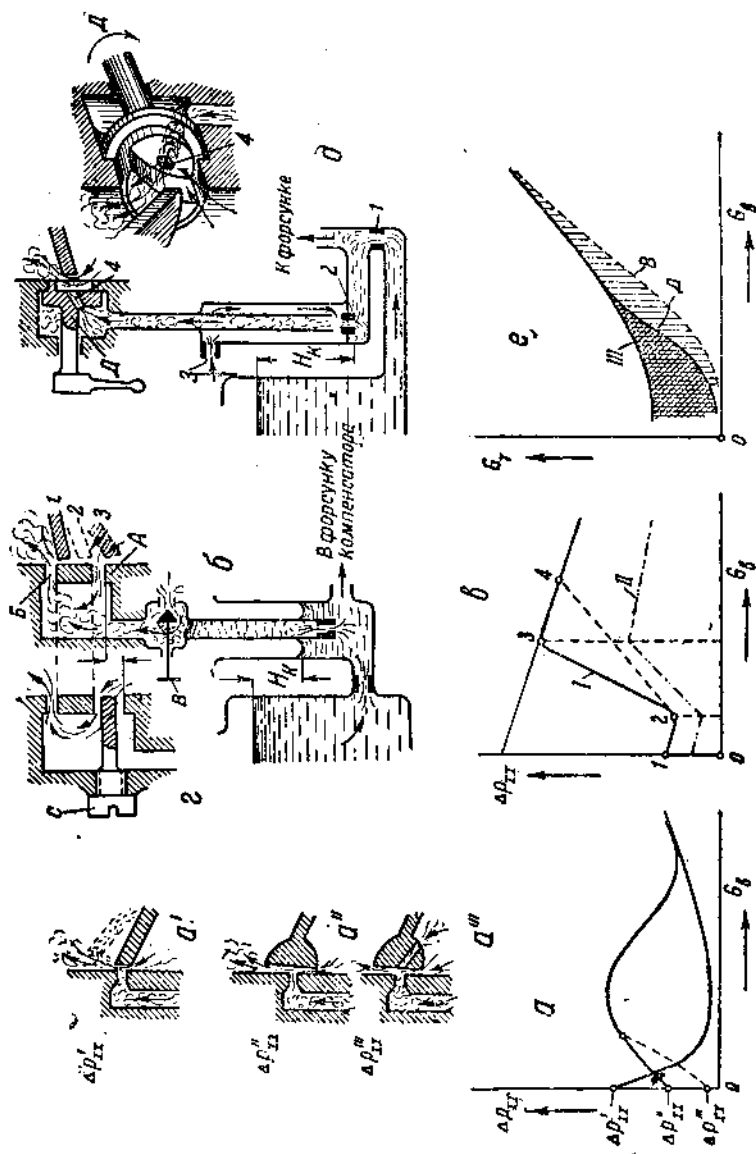
Кроме того, при подобном расположении выводного отверстия жиклера холостого хода, у верхней кромки дросселя, вырывающиеся из него капли топлива скопляются у нижней кромки дросселя в точке А (фиг. 92 в) и карбюратор начинает работать неустойчиво. Подсасываемый через нижнюю щель у дросселя воздух прорывается пузырьками через скопление топлива в точке А и карбюратор дает неприятный (булькающий) шум, очень заметный на малых оборотах двигателя. Подобное расположение выводного отверстия жиклера холостого хода у верхней кромки дросселя очень невыгодно и применяется лишь на немногих карбюраторах. Приведенные на фиг. 92 схемы устройств холостого хода дают невыгодные характеристики и их стремятся улучшить.

На фиг. 94 а, а', а'' и а''' даны схемы приспособлений к устройству холостого хода типа Солекс, приведенному на фиг. 92 в и 93 в; здесь на верхней кромке дросселя против проходного отверстия трубки 5 (фиг. 92 в), сделана бобышка (фиг. 94 а'). В то время как без бобышки разрежение у жиклера холостого хода изменяется по закону кривой $\Delta p_{x,x}'$ (фиг. 94 а и а'), при наличии бобышки характер протекания разрежений изменяется по кривой $\Delta p''_{x,x}$ (фиг. 94, а) это уменьшает провал. При помощи отверстия в бобышке дросселя, как это сделано на схеме фиг. 94 а'', можно уменьшить разрежение при низких расходах воздуха, как это указано пунктирной кривой $\Delta p'''_{x,x}$ на фиг. 94 а. Кроме того, наличие бобышки у дросселя улучшает процесс распыливания и испарения топлива при работе жиклера холостого хода и делает работу двигателя устойчивой.

На фиг. 94 б дана схема улучшенного устройства холостого хода типа Зенит. Здесь вместо одного выводного отверстия из трубки жиклера холостого хода сделано два отверстия у дросселя А и Б. При закрытом положении дросселя (положение 1) подсос эмульсии происходит через верхнее отверстие Б, а через нижнее отверстие А подсасывается воздух, уменьшая разрежение $\Delta p_{x,x}$ у жиклера холостого хода. При открывании дросселя до положения 2, разрежение $\Delta p_{x,x}$ уменьшается (фиг. 94). В точке 2 дроссель начинает прикрывать допуск воздуха через нижнее отверстие А и разрежение $\Delta p_{x,x}$ возрастает до точки 3 (фиг. 94 в). В точке 3 (фиг. 94 в) отверстие А оказывается выше дросселя и попадает в одинаковые условия с отверстием Б. Соответствующим размещением отверстия А относительно кромки дросселя и подбором проходных сечений обоих отверстий А и Б можно добиться нужного изменения разрежения в канале жиклера холостого хода и правильного расхода топлива на холостом ходу.

На схеме фиг. 94 г дан улучшенный вариант (авиационный) предыдущего устройства. Здесь в нижнее отверстие А схемы фиг. 94 б

вставлен стержень *С*. При помощи изменения толщины этого стержня можно регулировать проходную площадь отверстия и, кроме того, передвигать точку *З* (фиг. 94 в) в сторону больших и меньших расходов воздуха. Например, если сделать отверстие *А* большого



Фиг. 94. Схема регулирующих органов пусковых устройств.

диаметра и подобрать соответствующий стержень *С*, то дроссель начнет прикрывать это отверстие при больших расходах воздуха, и точка *З* передвинется в точку *4* (фиг. 94 в). Таким образом путем подбора размеров и положения выводных отверстий у дросселя можно получить нужный характер изменения разрежения у жик-

лера холостого хода. Величину, но не характер разрежения, при этом можно изменять путем впуска воздуха в трубку жиклера холостого хода. На схеме фиг. 94г подсос воздуха в трубку жиклера холостого хода может регулироваться винтом *В*. При отворачивании винта *В* разрежение Δp_{xx} падает и расход топлива уменьшается. На фиг. 94в кривая *I* соответствует закрытому винту *В*, а кривая *II* открытому. Винтом *В* (фиг. 94б) регулируется расход топлива на холостом ходу работающего двигателя.

На фиг. 94д дана схема регулирующего приспособления холостого хода авиационного типа Стромберг. Здесь против нижней кромки дросселя в закрытом его положении сделано круглое отверстие, в которое вставлена поворачивающаяся пробка *Д*. Со стороны дросселя в пробке сделан вырез. В правой части схемы фиг. 94д это устройство показано в перспективе. Жиклер холостого хода 2 (так же, как и на схеме фиг. 92в) питается топливом от главного жиклера 1. Разрежение в трубке холостого хода можно регулировать воздушным жиклером 3. Эмульсия топлива с воздухом от жиклера холостого хода поступает к пробке *Д* и далее, через отверстие 4, просверленное в теле пробки, попадает в вырез у пробки и в наддроссельное пространство во всасывающую трубку двигателя. При сильных закрытиях дросселя его кромка проходит мимо выреза в пробке *Д*. При этом нижняя часть выреза оказывается под дросселем и через нее врывается воздух, уменьшая разрежение у жиклера холостого хода. Таким образом вырез в пробке *Д* играет такую же роль как и отверстия *А* и *Б* в схеме фиг. 94б. Вся разница со схемой фиг. 94б заключается в том, что отверстия *А* и *Б* неподвижны и регулировка состава смеси на холостом ходу двигателя там производится винтом *В*, регулирующим доступ воздуха в трубку жиклера холостого хода; в схеме же фиг. 94д во время работы двигателя подсос воздуха в трубку жиклера холостого хода остается неизменным, но путем поворачивания пробки *Д* изменяется соотношение между площадью выреза пробки, находящейся под дросселем, и площадью выреза, находящейся над дросселем. Например, при поворачивании пробки *Д* в направлении стрелки (фиг. 94д) площадь выреза в пробке над дросселем уменьшается, а под дросселем увеличивается; это вызывает уменьшение разрежения в канале жиклера холостого хода и расход топлива на холостом ходу.

Действие регулировочного винта *В* холостого хода типа Зенит (фиг. 94б) и регулирующей пробки *Д* типа Стромберг (фиг. 94д) показано на диаграмме (фиг. 94е). Здесь по абсциссам отложены расходы воздуха в карбюраторе, а по ординатам — соответствующие расходы топлива. При регулировке винта *В* и пробки *Д* на богатую смесь расход топлива изменяется по кривой *III*. При отвернутом винте *В* расход топлива изменяется по кривой *В*, а при поворачивании пробки *Д* расход топлива изменяется по кривой *Д*. Разница между действиями обоих регулировочных органов заключается в том, что действие пробки *Д* заканчивается при меньших расходах воздуха, чем действие регулировочного винта *В*. Это является преимуществом схемы фиг. 94д по сравне-

нию со схемой фиг. 94 б. Кроме того, положение отверстий *A* и *B* относительно кромки дросселя в схеме 94 б должно быть точно выдержано при производстве карбюратора; неточности же изготовления выреза в пробке *D* схемы фиг. 94 д и неточность положения самой пробки относительно кромки дросселя легко могут быть исправлены путем соответствующего поворачивания пробки *D*.

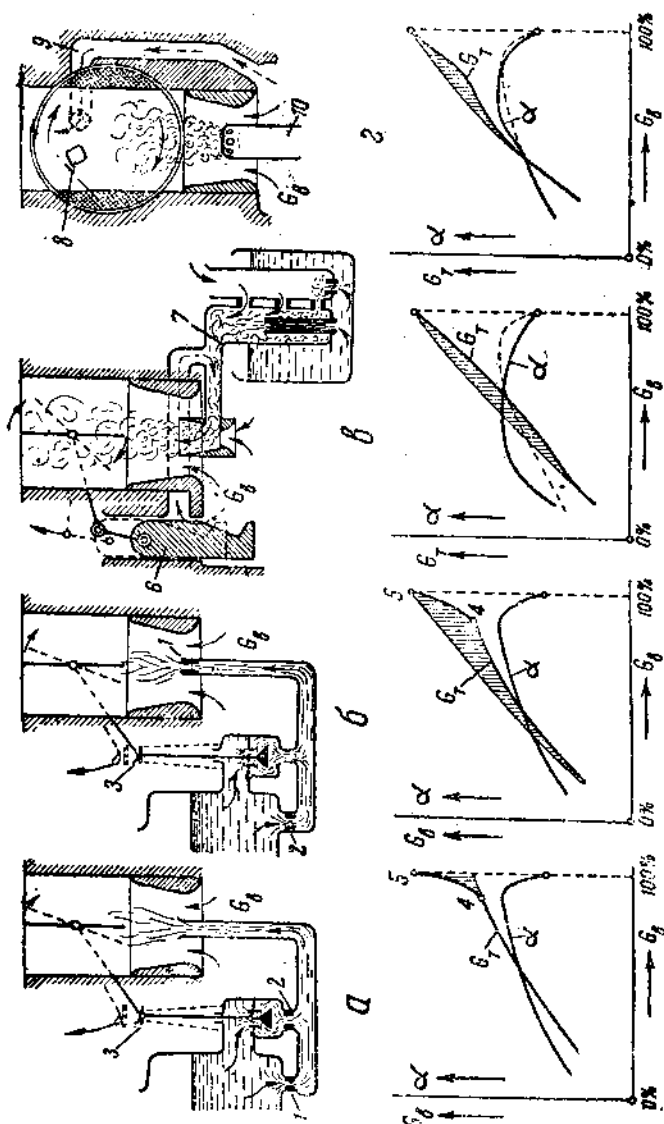
§ 28. Автоматические экономайзеры

Разбор диаграмм фиг. 93 показывает, что при совместной работе главного дозирующего устройства и устройства для холостого хода может быть получена более или менее удовлетворительная характеристика карбюратора на малых и средних расходах воздуха или, что то же, на малых и средних нагрузках двигателя. Расход же топлива на полном дросселе получается при этом меньше, чем нужно для характеристики идеального карбюратора. Если же увеличить подачу топлива главным дозирующим устройством карбюратора на полном дросселе, то при дросселировании получится излишнее переобогащение смеси на средних расходах воздуха, т. е. кривые G_T на фиг. 93 в точке 10 поднимутся еще выше. Между тем в этой точке и так уже имеет место некоторое переобогащение смесей.

Для обогащения смеси на полном дросселе применяются экономайзеры. Характерные схемы экономайзеров даны на фиг. 95. Схемы *a* и *б* аналогичны, но имеют различное расположение жиклеров и хотя дают одинаковые характеристики, но имеют различный способ регулировки. На обеих схемах клапан 3 экономайзера механически связан с дроссельной заслонкой так, что он открывается градусов на 25—30 до полного открытия дросселя. Однако в первой схеме *a* (тип Стромберг) жиклер экономайзера 2 работает параллельно главному жиклеру 1. В топливной же форсунке сделан свободный выход для топлива. При таком устройстве карбюратор регулируется при закрытом клапане экономайзера на экономичную смесь при работе на полном дросселе, а при помощи экономайзера путем подбора размеров жиклера 2 регулируется степень обогащения смеси на полном дросселе от точки 4 до точки 5 (см. диаграмму *a* фиг. 95). Вторая схема *б* (типа Zenit) отличается от первой тем, что главный жиклер 1 помещен последовательно после клапана и жиклера 2 экономайзера. Топливо из клапана экономайзера имеет свободный выход к главному жиклеру 1 и жиклер экономайзера работает параллельно с клапаном 3 экономайзера.* При таком устройстве карбюратор регулируется на полном дросселе при открытом клапане экономайзера 3 на богатую смесь и с прикрытием дросселя, когда клапан экономайзера закрыт, степень обеднения смеси регулируется жиклером 2 экономайзера. Таким образом при этой схеме экономайзер обедняет смесь от точки 5 до точки 4 (см. диаграмму схемы *б* фиг. 95). Как видно, характер протекания кривых G_m и α в обеих схемах одинаков, хотя способ регулировки и различен.

* Компенсаторный жиклер работает в этой схеме нормально, независимо от главного и на фиг. 95 б не указан.

Эти две схемы имеют широкое распространение на автомобильных карбюраторах, схема же *a* употребляется и на авиационных карбюраторах Стромберг.



Фиг. 95. Схемы экономайзеров.

Схема *a* (фиг. 95) применяется на авиационных карбюраторах Zenit серии P. Здесь вместо клапана, регулирующего доступ топлива к главному жиклеру, применен золотник *b*, связанный с дросселем и регулирующий доступ воздуха в эмульсионный канал 7 жиклеров (общая схема этого карбюратора дана на фиг. 15). В золотнике *b* устроен пропил для прохода воздуха. При работе на полном дросселе золотник находится в нижнем положении и прекра-

щает доступ воздуха в канал 7. По мере открытия дросселя золотник 6 поднимается и открывает постепенно доступ воздуху в канал 7. Это вызывает уменьшение разрежения у жиклеров и обеднение смеси. Наибольшая площадь открытия пропила в золотнике делается при положении дросселя, соответствующем средним расходам воздуха. Благодаря такому устройству, экономайзер оказывает обедняющее действие по всей средней части дроссельной характеристики карбюратора. Изменение коэффициента избытка воздуха при таком экономайзере показано на диаграмме фиг. 95 а. Здесь пунктиром дана кривая α , соответствующая первым двум схемам экономайзеров, а сплошная кривая α соответствует работе золотника. Как видно, при малых и средних расходах воздуха в этом устройстве получается более экономичная смесь и при увеличении расхода воздуха имеет место более постепенное обогащение смеси, что выгодно в смысле уменьшения тепловых напряжений двигателя.

На фиг. 95 г дана схема экономайзера типа Клодель (авиационного) старого типа с дроссельной заслонкой, имеющей форму крана. В стенке дросселя имеется отверстие 8, открывающее доступ воздуху помимо диффузора из канала 9. Это уменьшает разрежение в диффузоре у топливной форсунки 10 и вызывает обеднение смеси в тот момент, когда отверстие 8 открыто. На диаграмме г фиг. 95 кривые α и G_T дают характеристику такого экономайзера. Здесь же пунктиром показана кривая коэффициента избытка воздуха, соответствующая схемам а и б фиг. 95. Таким образом на схемах б, в и г фиг. 95 экономайзер обедняет смесь при дросселировании, а в схеме а он обогащает смесь на полном дросселе. На диаграммах фиг. 95 область действия экономайзера для наглядности заштрихована.

Таким образом экономайзер является вполне автоматическим агрегатом карбюратора.

§ 29. Ручные корректоры состава смеси

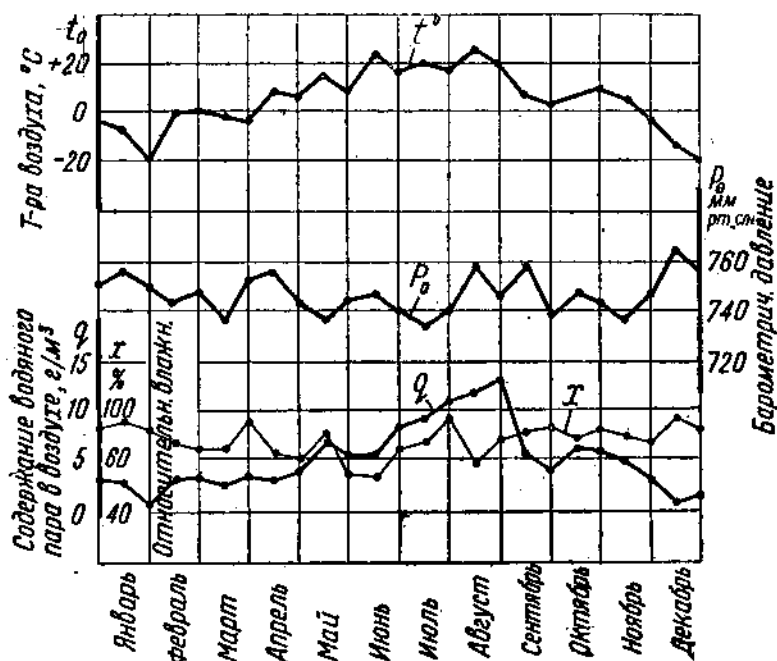
Внешняя и дроссельная характеристики идеального карбюратора обеспечивают наилучшую работу двигателя в нормальных условиях, т. е. при средних условиях температуры и давления атмосферного воздуха, когда двигатель работает в достаточной степени продолжительное время и успел как следует прогреться. В этом случае главное дозирующее устройство, устройство холостого хода и экономайзер в достаточной степени обеспечивают нужную характеристику карбюратора и хорошую работу двигателя. При работе в холодную погоду и при прогреве холодного двигателя ввиду ухудшения испарения топлива необходима более богатая рабочая смесь.

С другой стороны, при изменениях барометрических и температурных условий атмосферного воздуха, например, при работе зимою и летом, при подъеме на высоты в горных местностях во время езды на автомобиле или при полете на самолете, карбюратор изменяет свои характеристики.

Для корректирования состава смеси в перечисленных выше случаях применяются ручные корректоры состава смеси.

В карбюраторах авиационных двигателей ручные корректоры применяются главным образом для корректирования состава смеси при подъеме на высоту и носят название **высотных корректоров** или **высотных кранов**.

В автомобильных и тракторных карбюраторах, не имеющих экономайзера, корректором пользуются при прогреве и для обогащения смеси на полном дросселе для получения максимальной мощности.



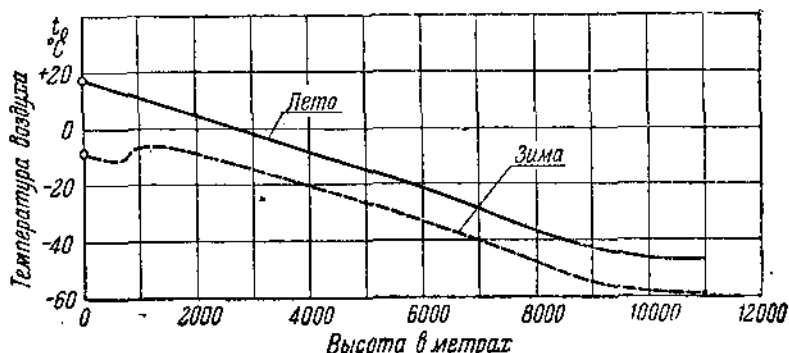
Фиг. 96. Изменение атмосферных условий по месяцам года.

В карбюраторах, главное дозирующее устройство которых не может автоматически давать нужную характеристику (схема фиг. 16), корректором пользуются непрерывно при всех изменениях режима работы двигателя. Такой корректор является составною частью главного дозирующего устройства.

Состояние атмосферного воздуха непрерывно изменяется по времени. На фиг. 96 дано изменение атмосферных условий по месяцам 1930 г. (по данным Московского геодезического института) для Московской обл. Как видно, характер изменения барометрического давления одинаков как в летние, так и зимние месяцы года и в большинстве случаев пределами изменения барометрического давления служат давления 760 и 740 мм рт. ст. Температура воздуха тоже непрерывно изменяется, но ломаная линия температуры неуклонно поднимается в период летних месяцев, так что для условий диаграммы средняя разница между температурой в летние и зимние месяцы выражается примерно в 40° Ц

(от $+20^{\circ}$ до -20° Ц). Влажность воздуха тоже меняется по времени, причем в летние месяцы содержание водяных паров в воздухе (на фиг. 96 содержание водяных паров в воздухе дано в г/м³ воздуха) больше, чем в зимние. Относительная же влажность воздуха в среднем составляет 70—80%.

Еще большая разница в атмосферных условиях получается при полетах на высоте. На фиг. 97 даны изменения температуры воздуха при подъеме на высоту. Измерения были сделаны в Кучине летом и зимой. Как видно, разница в температуре у земной поверхности оказывает влияние и на высоте. При этом характерно



Фиг. 97. Изменение температуры воздуха с высотой при разных начальных температурах воздуха у земли.

что, начиная, примерно, с высоты 9000—10000 м температура достигает минимального значения и при дальнейшем подъеме перестает опускаться. Эта высота соответствует концу тропосферы и началу стратосферы. Другой характерной особенностью является тот факт, что в зимнее время в нижних слоях атмосферы до высоты около 1000 м температура не падает, а остается постоянной или даже несколько возрастает (как на фиг. 97).

На фиг. 98 даны летние и зимние изменения удельного веса воздуха с высотой (по американским опытам). Как видно, разница в удельном весе воздуха на земле и при подъеме на высоту постепенно уменьшается.

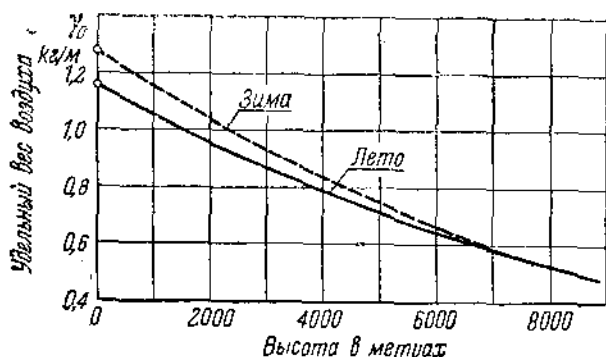
Для сравнения разных опытов и для вычислений принято состояние атмосферного воздуха приводить к „нормальным условиям“. За нормальные условия на земле принимают давление 760 мм рт. ст. и температуру 15° Ц; изменения же этих условий с высотой принимают по стандартной атмосфере.

На фиг. 99 дано изменение температуры t_0 , давления p_0 и удельного веса воздуха γ_0 с высотой, согласно стандартной атмосфере. В нижней же части этой диаграммы дано изменение удельного веса воздуха γ_0 и давления — p_0 в процентах от удельного веса и давления на земле.

Изменение барометрических условий отражается на работе карбюратора и влечет изменение состава смеси. Причина этого кроет-

ся в первую очередь в изменении удельного веса воздуха, а также и в других факторах, например в изменении удельного веса и вязкости топлива.

Влияние влажности на удельный вес воздуха не очень значительно. Например, при 760 мм рт. ст. и температуре $+15^{\circ}\text{C}$ удельный вес сухого воздуха равен $1,23 \text{ кг/м}^3$, а удельный вес воздуха, насыщенного водяными парами (при относительной влажности 100%), равен $1,19 \text{ кг/м}^3$, т. е. при этих условиях удельный вес сухого воздуха на $3,5\%$ больше, чем удельный вес насыщенного влажного воздуха. При том же давлении и при температуре 10°C удельный вес сухого воздуха равен $1,34 \text{ кг/м}^3$, а насыщенного влажного воздуха — $1,3 \text{ кг/м}^3$, т. е. удельный вес сухого воздуха на 3% больше



Фиг. 98. Изменение удельного веса воздуха при разном начальном удельном весе воздуха у земли.

чем влажного. В обычных случаях воздух не насыщен водяными парами и относительная влажность воздуха меньше чем 100% , и потому разница в удельных весах сухого и влажного воздуха еще меньше и во многих случаях при анализе явлений карбюрации влиянием влажности на удельный вес воздуха можно пренебрегать без особой погрешности.

Для двух значений удельного веса воздуха γ_0' и γ_0'' по уравнению (22) для горловины диффузора можно написать:

$$G_s' = 0,36 \cdot w_{\partial}' f_{\partial}' \cdot \gamma_0' \quad \text{и} \quad G_s'' = 0,36 \cdot w_{\partial}'' f_{\partial}'' \cdot \gamma_0'',$$

откуда

$$\frac{w_{\partial}'}{w_{\partial}''} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \cdot \frac{G_s'}{G_s''}, \quad \text{где по ур. (8)} \quad \frac{G_s'}{G_s''} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \cdot \frac{\eta_v'}{\eta_v''}$$

Коэффициент подачи η_v изменяется пропорционально корню квадратному из абсолютной температуры воздуха, поступающего в карбюратор:

$$\frac{\eta_v'}{\eta_v''} = \sqrt{\frac{T'}{T''}},$$

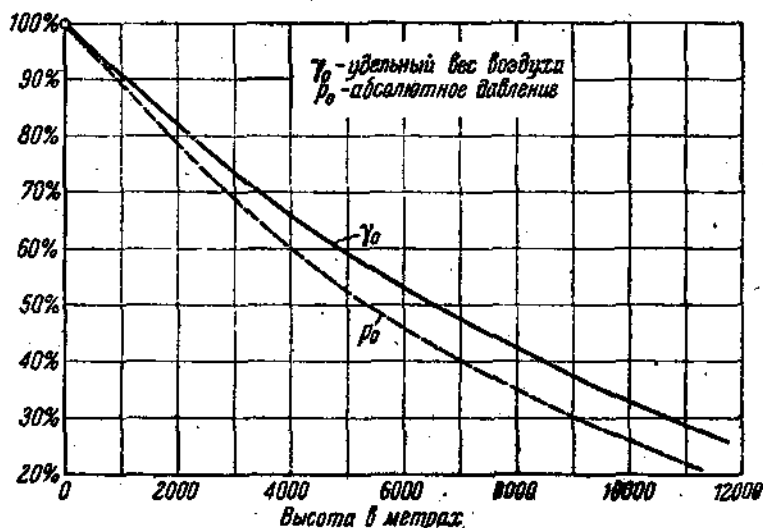
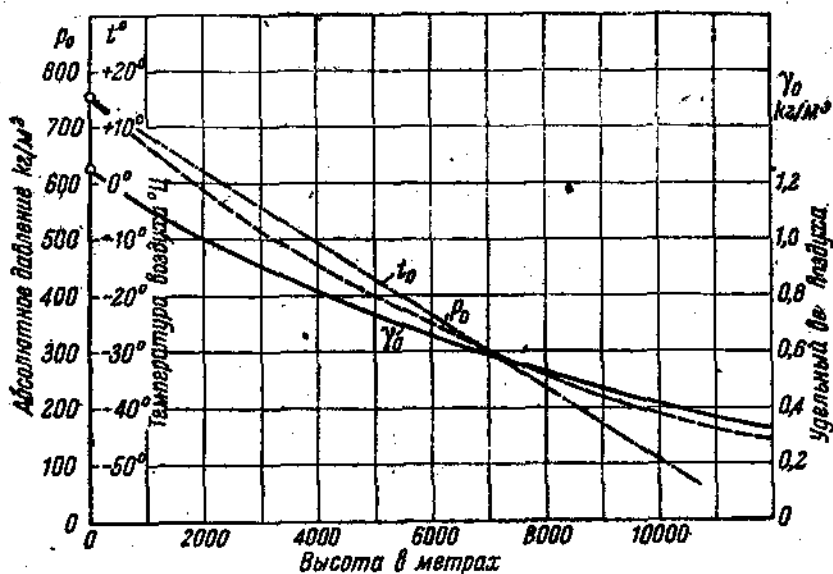
так как холодный воздух сильнее, чем теплый, подогревается горячими стенками всасывающей трубы.

Поэтому

$$\frac{G_s'}{G_s} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0} \sqrt{\frac{T_0'}{T_0}} \quad (42)$$

и

$$\frac{w_{\partial'}'}{w_{\partial}} = \frac{\gamma_0' G_s'}{\gamma_0 G_s} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0} \cdot \frac{\gamma_0'}{\gamma_0} \sqrt{\frac{T_0'}{T_0}} = \sqrt{\frac{T_0'}{T_0}} \quad (42')$$



Фиг. 99. Изменение температуры давления и удельного веса воздуха с высотой, согласно стандартной атмосфере.

Для карбюраторов с неизменной площадью проходных сечений диффузора и не имеющих клапана впуска добавочного воздуха (фиг. 86) изменение удельного веса воздуха вызывает уменьшение разрежений во всех сечениях главного воздушного потока карбюратора. Для двух значений удельного веса воздуха γ_0' и γ_0'' по уравнению (20) для разрежения в горловине диффузора можно написать:

$$\omega_{\delta}' = \varphi_{\delta}' \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\delta}'}{\gamma_0'}} = \text{и } \omega_{\delta}'' = \varphi_{\delta}'' \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\delta}''}{\gamma_0''}};$$

коэффициент истечения мало изменяется с изменением удельного веса воздуха, т. е. $\varphi_{\delta}' = \varphi_{\delta}''$, поэтому можно написать, что

$$\frac{\omega_{\delta}'}{\omega_{\delta}''} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\delta}'}{\Delta p_{\delta}''} \cdot \frac{\gamma_0''}{\gamma_0'}}. \quad (42'')$$

Приравнивание уравнения (42') к уравнению (42'') дает:

$$\frac{\omega_{\delta}'}{\omega_{\delta}''} = \sqrt{\frac{T_0'}{T_0''}} = \sqrt{\frac{\gamma_0''}{\gamma_0'} \cdot \frac{\Delta p_{\delta}'}{\Delta p_{\delta}''}}$$

или

$$\frac{\Delta p_{\delta}'}{\Delta p_{\delta}''} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \cdot \frac{T_0'}{T_0''} = \frac{p_0'}{p_0''}. \quad (42''')$$

Изменение разрежения в горловине диффузора влечет изменение расхода топлива.

Для двух значений разрежения в горловине диффузора $\Delta p_{\delta}'$, $\Delta p_{\delta}''$ расход топлива в карбюраторе по уравнению (36) выразится так:

$$G_T' = 0,114 \varphi_{ж}' f_{ж} \sqrt{2g \gamma_T (K \Delta p_{\delta}' - K' \Delta h_{\gamma T})};$$

$$G_T'' = 0,114 \varphi_{ж}'' f_{ж} \sqrt{2g \gamma_T (K \Delta p_{\delta}'' - K' \Delta h_{\gamma T})};$$

откуда, принимая неизменными коэффициенты расхода,

$$\frac{G_T'}{G_T''} = \sqrt{\frac{K \Delta p_{\delta}' - K' \Delta h_{\gamma T}}{K \Delta p_{\delta}'' - K' \Delta h_{\gamma T}}}.$$

Для двух характерных случаев, когда топливо вытекает исключительно под действием разрежения в горловине диффузора (например для главного жиклера Zenit при работе его на больших разрежениях в горловине диффузора) и когда топливо вытекает исключительно под действием разницы уровней (например для компенсаторного жиклера карбюраторов Zenit), изменение расхода топлива от удельного веса воздуха будет различным.

В первом случае можно принять, что $K' \Delta h_{\gamma T} = 0$; тогда

$$\frac{G_T'}{G_T''} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\delta}'}{\Delta p_{\delta}''}};$$

так как изменение разрежения в диффузоре вызвано изменением удельного веса воздуха, то, принимая во внимание уравнение (42'''), можно написать:

$$\frac{G_T'}{G_T''} = \sqrt{\frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \cdot \frac{T_0'}{T_0''}} = \sqrt{\frac{p_0'}{p_0''}}, \quad (43)$$

т. е. при неизменных размерах площади сечения горловины диффузора для жиклеров, работающих под действием разрежения в горловине диффузора, расход топлива изменяется прямо пропорционально корню квадратному из произведения удельного веса воздуха на абсолютную температуру или же прямо пропорционально корню квадратному из абсолютного давления воздуха перед карбюратором.

Во втором случае нужно принять, что $K\Delta p_{\theta}' = K\Delta p_{\theta}'' = 0$, тогда

$$\frac{G_T'}{G_T''} = 1, \quad (44)$$

т. е. для жиклеров, работающих под действием разницы уровней топлива, расход топлива не зависит от удельного веса воздуха, проходящего через карбюратор.

Изменение состава смеси при изменении удельного веса воздуха может быть оценено по изменению коэффициента избытка воздуха.

Для двух значений удельного веса воздуха γ_0' и γ_0'' , поступающего в карбюратор, согласно уравнению (3) можно написать:

$$\alpha' = \frac{G_s'}{l_0 G_T'} \text{ и } \alpha'' = \frac{G_s''}{l_0 G_T''},$$

откуда, принимая во внимание уравнения (42) и (43),

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{G_s'}{G_s''} \frac{G_T''}{G_T'} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \sqrt{\frac{T_0'}{T_0''}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_0'' \cdot T_0''}{\gamma_0' \cdot T_0'}};$$

или

$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \sqrt{\frac{\gamma_0'}{\gamma_0''}}, \quad (45)$$

т. е. для жиклеров, работающих под действием разрежения в диффузоре, коэффициент избытка воздуха изменяется пропорционально корню квадратному из удельного веса воздуха, поступающего в карбюратор.

Для случая истечения топлива из жиклера, соответствующего уравнению (44), изменение коэффициента избытка воздуха может быть выражено так:

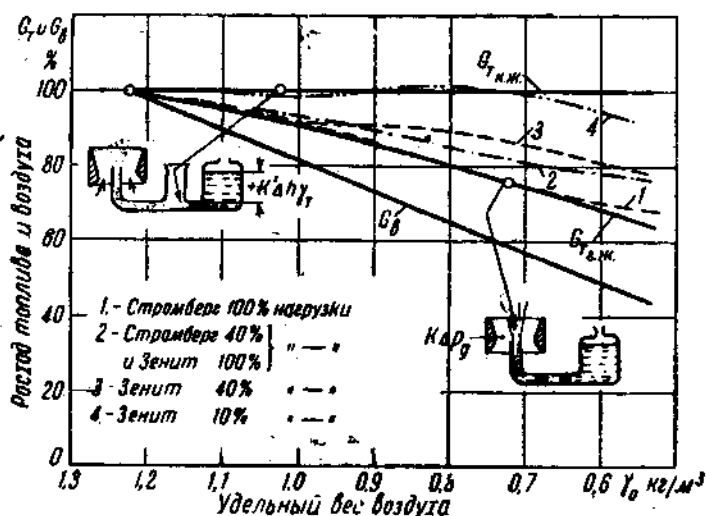
$$\frac{\alpha'}{\alpha''} = \frac{G_s'}{G_s''} \frac{G_T''}{G_T'} = \frac{\gamma_0'}{\gamma_0''} \cdot \sqrt{\frac{T_0'}{T_0''}} \cdot i, \quad (46)$$

т. е. для жиклеров, работающих под действием разницы уровней топлива, коэффициент избытка воздуха изменяется пропорционально произведению из удельного веса на корень квадратный из абсолютной температуры воздуха, поступающего в карбюратор.

На фиг. 100 дана диаграмма, показывающая изменение расходов воздуха и расходов топлива при уменьшении удельного веса воздуха при постоянной температуре. Здесь по абсциссам отложен удельный вес воздуха, поступающего в карбюратор, а по ординатам — изменение весового расхода воздуха (кривая G_a) и топлива (кривая $G_{T_{\text{т.ж.}}}$ и $G_{T_{\text{к.ж.}}}$) в процентах от расходов при $\gamma_0 = 1,22 \text{ кг/м}^3$: изменение расходов воздуха G_a вычислено по формуле (42); изме-

нению расходов топлива при условии истечения топлива под действием разрежения в диффузоре соответствует кривая $G_{T_{z.ж}}$, вычисленная по уравнению (43); изменению расходов топлива при истечении исключительно под действием разницы уровней топлива соответствует кривая $G_{T_{к.ж}}$, вычисленная по уравнению (44), т. е. в этом последнем случае расход топлива не зависит от удельного веса воздуха (при вычислениях температура принималась неизменной).

Таким образом кривые $G_{T_{z.ж}}$ и $G_{T_{к.ж}}$ являются предельными, обуславливающими обогащение смеси при изменениях удельного веса воздуха, например при подъеме на высоту.



Фиг. 100. Изменение расходов топлива и воздуха.

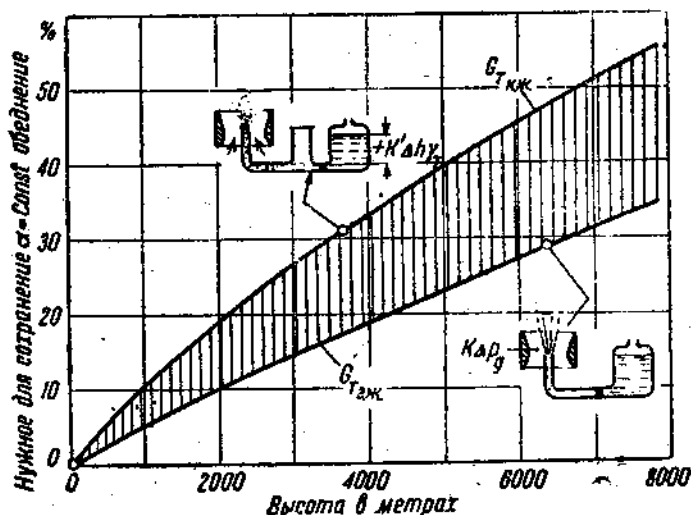
В действительных карбюраторах истечение топлива обуславливается обоими факторами: как разрежением в диффузоре, так и разницей уровней топлив. Поэтому закон изменения расхода топлива в существующих карбюраторах с неизменным сечением горловины диффузора должен лежать где-то между кривыми $G_{T_{z.ж}}$ и $G_{T_{к.ж}}$.

На фиг. 100 кроме кривых $G_φ$, $G_{T_{z.ж}}$ и $G_{T_{к.ж}}$ даны экспериментальные кривые 1, 2, 3 и 4, дающие изменение расхода топлива для карбюраторов Зенит и Стромберг.

Кривые 1, 2, 3 и 4 указывают, что действительные изменения расхода топлива в карбюраторах лежат ближе к одной из двух продольных кривых $G_{T_{z.ж}}$ или $G_{T_{к.ж}}$ в зависимости от того, в какой степени оказывает преобладающее влияние фактор $KΔp_φ$ или $K'Δh_{γ_T}$. Например, при нагрузке 100% у карбюратора Стромберг, повидимому, фактор $K'Δh_{γ_T}$ почти не оказывает влияния, так как кривая 1

практически совпадает с кривой $G_{T_{ж}}$. Обратно: при работе с нагрузкой в 100% у карбюратора Zenit преобладающее влияние оказывает фактор $K' \Delta h_{\gamma_T}$ (расход обусловлен главным образом работой компенсаторного жиклера), так как кривая 4 почти совпадает с кривой $G_{T_{ж}}$.

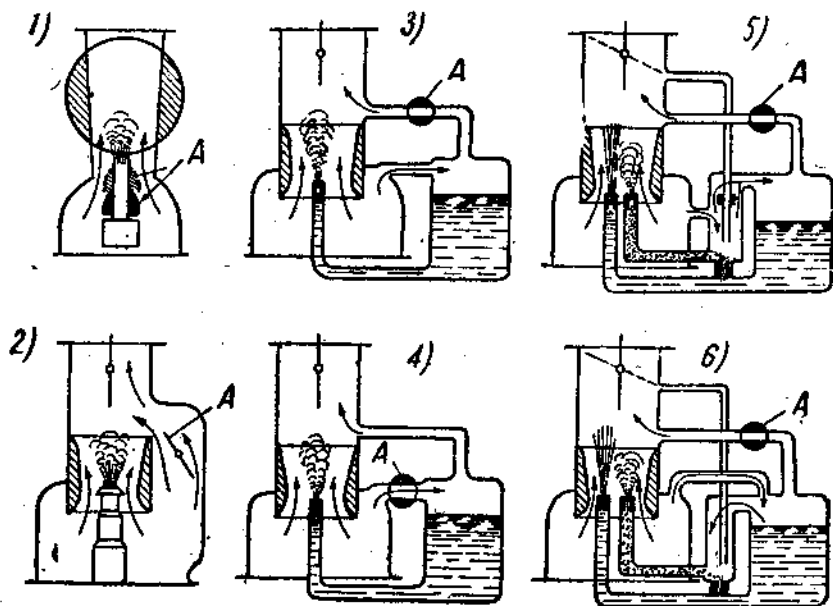
Степень обеднения смеси, необходимая для сохранения постоянного коэффициента избытка воздуха ($\alpha = \text{const}$) при полетах на разных высотах, представлена на фиг. 101. Кривая $G_{T_{ж}}$ соответствует предельному случаю, когда истечение топлива в жиклерах обусловлено исключительно разрежением в диффузоре, а кривая $G_{T_{жк}}$ — другому предельному случаю, когда истечение обусловлено исклю-



Фиг. 101. Необходимое обогащение смеси для сохранения постоянного коэффициента избытка воздуха.

чительно разницей уровней топлива. Заштрихованная область соответствует пределам регулировки карбюраторов, у которых работа жиклеров обусловлена как разрежением в диффузоре, так и разницей уровней топлива. Диаграмма фиг. 101 составлена по изменению удельного веса воздуха по стандартной атмосфере. Указанные выше изменения состава смеси при изменениях удельного веса воздуха вычислены в предположении постоянства коэффициентов φ_D , $\varphi_{ж}$, K , K' и γ_T в уравнениях (24), (36) и (37). В действительности при изменениях удельного веса воздуха эти коэффициенты тоже несколько изменяются; особенно сильно изменяется удельный вес топлива и его вязкость, которая отражается на коэффициенте $\varphi_{ж}$. Однако влияние этих факторов становится заметным лишь при сильных изменениях температуры топлива. Об этом влиянии можно судить по кривым фиг. 56. Как видно, наибольшее влияние темпе-

ратура оказывает на расход воды и керосина: при изменении температуры от 10 до 35°C расход воды и керосина изменяется примерно на 5%; на расход же бензина изменение температуры в общем сказывается незначительно. Данные фиг. 56 относятся для истечения топлива через жиклеры под действием постоянного разрежения 600 мм вод. ст. (тип главного жиклера карбюраторов Zenit). Для жиклеров, истечение топлива в которых обусловлено исключительно разницей уровня топлива (тип компенсаторного жиклера Zenit) закон изменения расхода по температуре будет несколько отличаться от кривых фиг. 56, однако и здесь влияние температуры будет сказываться лишь при значительных ее изменениях.

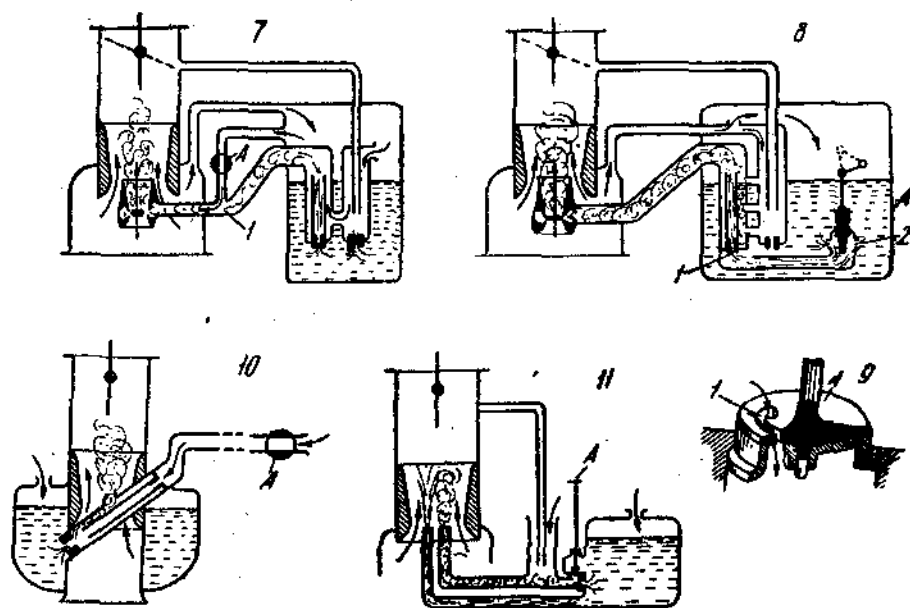


Фиг. 102. Схемы корректоров.

На фиг. 102 и 103 даны типичные схемы ручных корректоров. Схемы 1 и 2 основаны на изменении разрежения в диффузоре у топливной форсунки. В схеме 1 разрежение изменяется при помощи передвижного конуса А, скользящего по форсунке (тип Клодель), а в схеме 2 при помощи впуска воздуха в смесительную камеру помимо диффузора через обводный канал, регулируемый дросселем А (тип Стромберг). Эти схемы применены на авиационных карбюраторах и удобны тем, что в них при уменьшении удельного веса воздуха на высоте открывается дополнительная площадь для прохода воздуха. По данным фирмы Стромберг схема 2 применима для высотности до 6000 м.

На схемах 3, 4, 5 и 6 дан тип корректоров, основанных на уменьшении давления в поплавковой камере (так называемый тип с обратным всасыванием топлива). Схемы 3 и 4 поясняют этот принцип регулировки. Поплавковая камера делается герметич-

ной и ее воздушное пространство двумя каналами сообщается с главным потоком карбюратора, причем один канал сообщается с пространством перед диффузором (в области низких разрежений, см. фиг. 22), а другой — с сечением потока, имеющим высокое разрежение. Таким образом по одному каналу воздух отсасывается из поплавковой камеры, а по другому поступает в нее. При помощи крана А, установленного на одном из каналов, можно регулировать разрежение поплавковой камеры. При увеличении отсоса из поплавковой камеры или при уменьшении доступа воздуха к камере разрежение в ней увеличивается и расход топлива уменьшается.

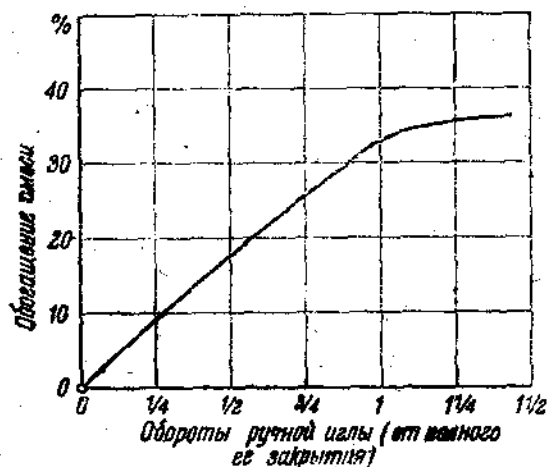


Фиг. 103. Схемы корректоров.

Схемы 5 и 6 дают принцип действия высотных корректоров авиакарбюраторов Зенит, работающих по принципу с обратным всасыванием топлива. При этом по схеме 5 (тип Зенит 52DC) кран А оказывает более сильное действие на компенсаторный жиклер, чем по схеме 6, и при неудачном подборе проходных сечений для воздуха при этой схеме может нарушиться правильное действие компенсатора (через него начинается подсос воздуха в поплавковую камеру, а истечение топлива прекращается).

Схема 7 основана на том же принципе, но действие крана А усилено тем, что отсасывающее отверстие выведено в эмульсионный канал 1 (тип Зенит 60DCJ). Таким образом здесь одновременно с увеличением разрежения в поплавковой камере уменьшается разрежение у жиклеров, что влечет быстрое обеднение смеси. Таким образом этот способ по существу является комбинацией способа с обратным подсосом топлива и способа уменьшения разрежения у жиклеров.

На современных авиационных карбюраторах тип корректоров с обратным торможением топлива имеет большое распространение там, где это возможно по схеме карбюратора, так как этот способ при надлежащей его конструкции дает плавную регулировку при отсутствии мелких деталей с фасонными профилями неудобными в производстве. Однако он не везде применим, например при наличии экономайзера типа схемы 8 фиг. 95, так как в этом случае действие воздушного золотника может изменяться с изменением разрежения в поплавковой камере. На схеме 8 фиг. 103 показана схема корректора, устроенного на принципе изменения площади проходного сечения для топлива. Здесь последовательно с топливным жиклером 1 установлена регулировочная игла А, управляемая



Фиг. 104. Диаграмма обогатления смеси при регулировании ручного корректора автомобильного карбюратора (Форд-Зенит).

с места пилота (тип Зенит). С прикрытием иглы смесь обедняется. Профиль иглы фасонный. Наибольшее обеднение смеси фиксируется размерами постоянных топливных отверстий 2. В некоторых карбюраторах вместо иглы фасонного сечения установлен золотник А с фасонными отверстиями 1 для прохода топлива (схема 9—тип Клодель).

На схемах 10 и 11 фиг. 103 приведены схемы корректоров автомобильных карбюраторов (тип Паллас и тип Форд-Зенит). Главное дозирующее устройство схемы 10 работает по принципу пнев-

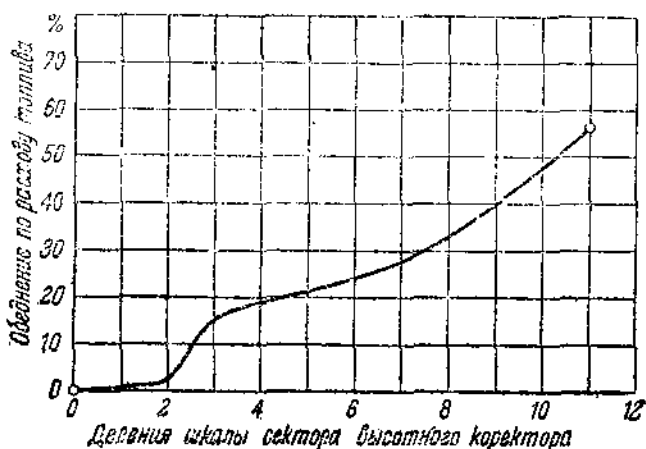
матического торможения топлива (фиг. 90) и действие корректора основано на изменении разрежения у топливного жиклера путем изменения краном А количества тормозящего воздуха. Корректор схемы 11 работает по принципу схемы 8 и отличается от него лишь тем, что игла А включена не последовательно с жиклерами, а параллельно компенсаторному жиклеру. Действие ручного корректора автомобильного карбюратора (типа Форд-Зенит) дано на фиг. 104.

В этом карбюраторе регулирующий конус иглы имеет простой профиль (фиг. 12), но при ее отворачивании расход топлива изменяется почти прямолинейно по оборотам иглы. Обогащение имеет место при отворачивании до одного оборота и при дальнейшем отвертывании расход почти не изменяется. При нормальной работе карбюратора игла должна быть закрыта.

При запуске и при прогреве двигателя и на крутых подъемах можно открывать иглу на 1/4 оборота, что дает обогащение смеси примерно на 10%. И только при запуске холодного двигателя ре-

комендуется открывать иглу на $\frac{1}{2}$ оборота, что вызывает обогащение смеси примерно на 18%.

На фиг. 105 дана диаграмма обеднения смеси высотным корректором авиакарбюратора (Зенит серии Р фиг. 15 и 103—8) при работе на полном дросселе. При поворачивании рычага иглы высотного крана до 2-го деления смесь почти не обедняется. При дальнейшем поворачивании рычага смесь обедняется сначала медленно, а затем более быстро. Этот характер кривой обусловлен соответствующим подбором профиля иглы корректора. В случае применения иглы с простым конусом полученная на диаграмме фиг. 104 прямолинейность изменения расхода топлива (которая соответствует схеме 11 (фиг. 103) при схеме 8 фиг. 103 получена быть не может, так как игла здесь работает последовательно с жиклером 1 и в начале закрытия иглы обеднение смеси происходит медленно, а при дальнейшем закрытии все быстрее и быстрее.



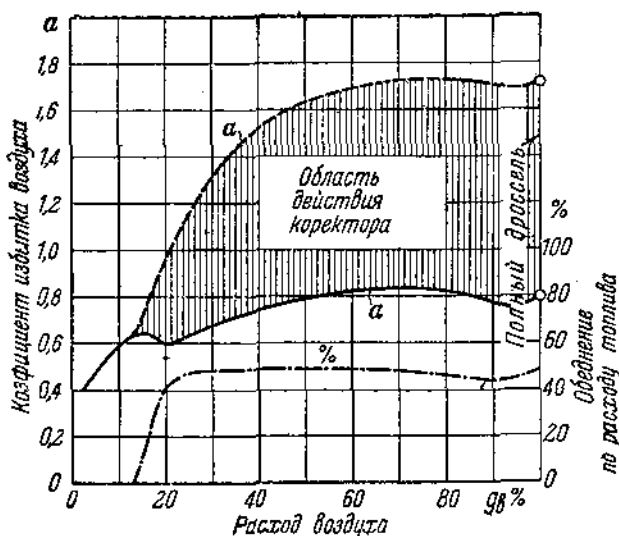
фиг. 105. Диаграмма обеднения смеси при регулировании ручного (высотного) корректора авиакарбюратора (Зенит серии Р).

Высотный корректор предназначен для обеднения смеси при полетах на высоте. Поэтому каждой высоте должно соответствовать определенное положение корректора. Этому положению должен соответствовать определенный процент обеднения независимо от нагрузки двигателя.

На фиг. 106 даны дроссельные характеристики карбюратора Зенит серии Р при открытом и закрытом высотном корректоре. Как видно, при дросселировании в пределах расходов воздуха от 25 до 100% обеднение смеси по расходу топлива примерно остается неизменным. При расходах воздуха меньших 15% высотный корректор не оказывает влияния на расход топлива, так как расход топлива здесь обусловлен работой жиклера холостого хода.

На основании фиг. 100 можно заключить, что в некоторых карбюраторах при неизменном удельном весе воздуха при уменьшении

нагрузки смесь обогащается в большей степени, чем на полном дросселе (сравни кривую 4 при 10% нагрузки с кривую 2 для карбюратора Zenit при 100% нагрузки), так как в этих карбюраторах фактор $K' \Delta h_{гг}$ при уменьшении нагрузки оказывает большее влияние на расход топлива, чем фактор $K \Delta p_d$. В этих карбюраторах при уменьшении нагрузки двигателя процент обеднения смеси корректором должен увеличиваться, а не оставаться неизменным, что вызовет необходимость изменения положения высотного корректора.



Фиг. 106. Изменение дроссельной характеристики авиационного карбюратора (Zenit серии Р) при открытом и закрытом корректоре.

§ 30. Устройства для пуска и остановки двигателя

В современных карбюраторах устройство для холостого хода вполне может обеспечить устойчивую работу двигателя при работе его на холостом ходу при очень малых оборотах.

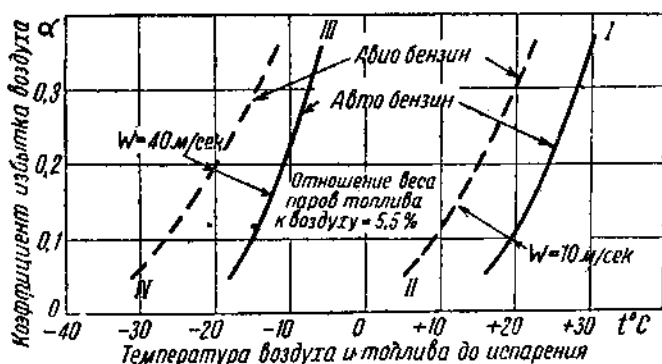
Точно так же при запуске проворачивание двигателя на прикрытом дросселе создает сильное разрежение во всасывающей трубе за дросселем. Под действием этого разрежения в щели около дроссельной заслонки засасывается чистый воздух. Одновременно начинает работать устройство для холостого хода, подавая нужное количество топлива; образуется рабочая смесь вполне пригодная для работы двигателя при низких оборотах в „нормальных условиях“, т. е. в теплую погоду, и двигатель заводится. Отсюда очень часто устройство для холостого хода называют пусковым устройством.

При заводке холодного двигателя, и особенно в холодную погоду, процесс подачи топлива и воздуха остается тем же, однако топливо при этом плохо испаряется и значительная его доля скопится по всасывающей трубе и оседает на стенках цилиндров.

Цилиндры же двигателя заполняются очень бедной смесью, и двигатель не заводится.

Легкость пуска зависит, конечно, не только от работы карбюратора, она зависит в сильной степени от конструкции самого двигателя (при сильном сжатии „компрессии“ двигатель заводится лучше, точно так же при тяжелом маховике тоже улучшается запуск двигателя) и от физико-химических свойств топлива (чем легче испаряется топливо, тем легче заводится двигатель).

Чтобы увеличить содержание паров топлива в рабочей смеси, приходится сильно обогащать рабочую смесь топливом.



Фиг. 107. Изменение коэффициента избытка воздуха, нужного для получения постоянной концентрации паров топлива и воздуха в рабочей смеси при изменении температуры воздуха и топлива, поступающих в карбюратор (понижение температуры при испарении учтено).

На фиг. 107 даны полутеоретические полуэкспериментальные кривые изменения коэффициента избытка воздуха с температурой для авто- и авиабензина. По абсциссам отложена температура воздуха и топлива перед началом испарения, а по ординатам соответствующие коэффициенты избытка воздуха α , необходимые для того, чтобы после испарения концентрация паров испарившейся части топлива в воздухе достигала нижнего предела воспламеняемости и оставалась неизменной при изменениях условий испарения.

Кривые I и II относятся к условиям испарения топлива при скорости воздуха в карбюраторе, равной $w=10$ м/сек, а кривые III и IV при скорости $w=40$ м/сек.

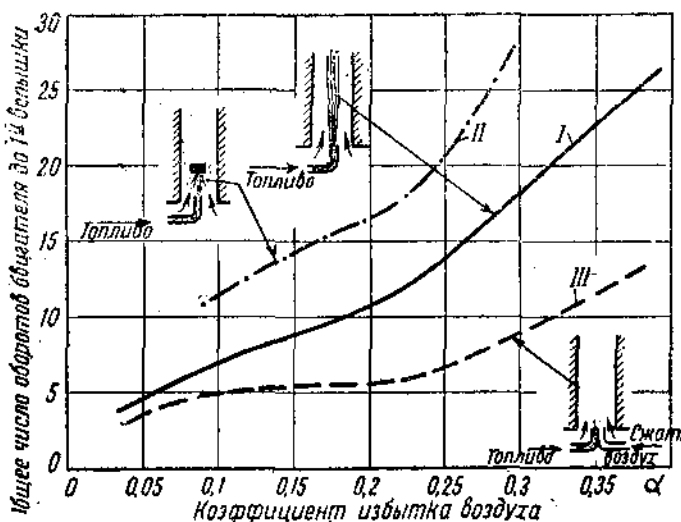
Как видно из фигуры авиабензин, обладающий лучшей испаряемостью, чем автобензин, при одинаковых температурах и скоростях воздуха в карбюраторе допускает применение более бедных смесей, например при температуре $+20^\circ\text{Ц}$ и скорости воздуха $w=10$ м/сек, чтобы получить одинаковую концентрацию паров топлива в воздухе для авиабензина (кривая II), нужно взять $\alpha=0,3$, в то время как для автобензина $\alpha=0,1$.

Изменение температуры тоже оказывает сильное влияние на состав смеси; например, для получения одинаковой концентрации паров автобензина в воздухе (кривая I) при температуре $+20^\circ\text{Ц}$

коэффициент избытка воздуха должен быть $\alpha = 0,1$, а при $+30^\circ \text{Ц}$ он равен $\alpha = 0,35$.

Еще более заметно влияние распыливания. Например, для автобензина при одном и том же коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,2$ при скоростях воздуха $w = 40 \text{ м/сек}$ достаточную для воспламенения концентрацию паров топлива можно получить при температуре воздуха около -10°Ц (кривая *III*), в то время как при скорости воздуха $w = 10 \text{ м/сек}$ та же концентрация паров топлива при том же $\alpha = 0,2$ может быть достигнута лишь при $+20^\circ \text{Ц}$ (кривая *I*).

Помимо испарения топлива при запуске двигателя большое влияние оказывает место положения ввода топлива в рабочую смесь:



Фиг. 108. Легкость запуска в зависимости от коэффициента избытка воздуха рабочей смеси при разных условиях распыливания топлива.

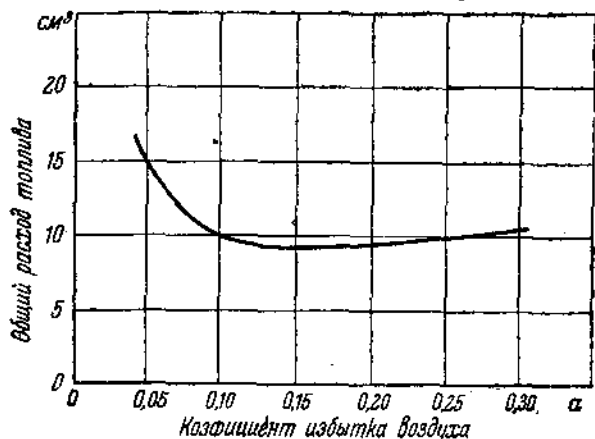
чем ближе к цилиндрам подается топливо, тем быстрее пары топлива достигают запальной свечи и тем быстрее заводится двигатель.

На фиг. 108 даны экспериментальные кривые, характеризующие легкость заводки двигателя с изменением коэффициента избытка воздуха при постоянной температуре, но при разных условиях распыливания топлива. Кривая *I* соответствует нормальным условиям распыливания топлива из простой форсунки в длинной вертикальной трубке, подводящей воздух ко всасывающей трубе двигателя. Кривая *II* соответствует тем же условиям, но перед форсункой установлена перегородка, в которую ударяется вытекающая из форсунки струя топлива. Кривая *III* соответствует усиленному распыливанию топлива при помощи сжатого воздуха. В этом последнем случае имеет место наилучшее распыливание топлива и, кроме того, энергией сжатого воздуха топливо отбрасывается к цилиндрам. В этом случае двигатель быстрее заводится, чем в случае кривой *I*. Наоборот, при наличии перегородки (кривая *II*), доступ топлива в цилиндры затруднен, и имеет место плохая заводка двигателя.

Кривые фиг. 108 указывают, что хорошая заводка двигателя получается при очень богатых смесях вследствие плохого испарения топлива. Неиспарившееся топливо при заводке оседает на стенках всасывающего трубопровода и цилиндров, проникает в зазоры между поршнем и цилиндром и разжижает смазку. Проникнувшее в цилиндр жидкое топливо засоряет контакты запальных свечей и затрудняет заводку. Разжижение же смазки вызывает быстрый износ поршней при последующей после заводки двигателя работе.

На фиг. 109 дана экспериментальная кривая общего расхода топлива, затраченного на заводку двигателя при разных коэффициентах избытка воздуха, построенная по американским опытам.

Как видно, при данных условиях наименьший расход топлива имел место при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 0,15 - 0,20$. Пе-



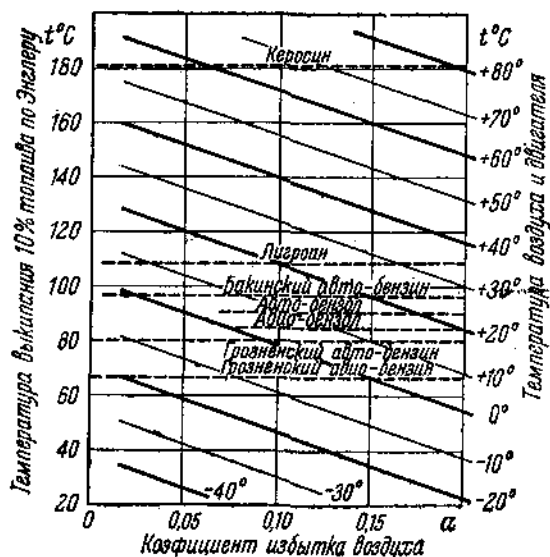
Фиг. 109. Изменение общего расхода топлива при заводке при разных коэффициентах избытка воздуха.

реобогащение смеси влечет быстрое увеличение расхода топлива, которое идет на разжижение смазки и может вызвать засорение запальных свечей. Таким образом заводка холодного двигателя должна происходить на очень богатых, но не слишком переобогащенных смесях, а для этого должны быть улучшены условия испаряемости топлива. Американцы считают, что пусковые качества топлив характеризуются температурой выкипания 10% топлива по кривой фракционной разгонки по Энглеру.

На фиг. 110 дана диаграмма зависимости температуры выкипания 10% топлива от коэффициента избытка воздуха при разных температурах двигателя и поступающего в карбюратор воздуха. Диаграмма построена по американским данным для американских топлив. Здесь же для сравнения нанесены температуры выкипания 10% разных советских топлив по кривым разгонки Энглера. Диаграмма указывает, что при одном и том же коэффициенте избытка воздуха температура воздуха, поступающего в карбюратор, должна быть тем выше, чем выше температура выкипания 10% топлива. Например, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,1$ хорошая за-

водка двигателя на грозненском авиабензине имеет место при температуре воздуха, поступающего в карбюратор, около 8°C . При тех же условиях заводка на грозненском автобензине будет при температуре около 0°C , на лигроине при температуре около $+20^{\circ}\text{C}$ и, наконец, чтобы двигатель завелся на керосине, температура воздуха, поступающего в карбюратор, и температура самого двигателя должна быть около $+67^{\circ}\text{C}$. Кроме разобранных факторов, на легкость заводки оказывает влияние разрежение во всасывающей трубе.

Влияние разрежения двояко: с одной стороны, при сильных раз-



Фиг. 110. Зависимость температуры воздуха и двигателя необходимой для хорошей заводки на разных топливах от коэффициента избытка воздуха.

режениях улучшается испаряемость топлива, с другой стороны, при сильных разрежениях уменьшается коэффициент подачи двигателя и давление газов в конце входа сжатия. Это облегчает проворачивание поршня и облегчает заводку. Слишком большие разрежения во всасывающей трубе, хотя и улучшают испаряемость топлива, но влекут столь резкое уменьшение коэффициента подачи, что работа газов после первой вспышки оказывается недостаточной для того, чтобы сообщить вращающимся массам двигателя живую силу, необходимую для последующих циклов работы, — и двигатель „глохнет“. Ввиду

этого в каждом данном случае есть какое-то наивыгоднейшее положение дроссельной заслонки, при которой двигатель заводится наилучшим образом. Это положение соответствует, обычно, положению близкому к полному закрытию заслонки.

Говоря о заводке двигателя, необходимо отметить, что помимо факторов карбюрации заводка двигателя в холодную погоду в сильной степени затрудняется загустением смазки, препятствующей быстрому поворачиванию двигателя при запуске.

Для облегчения запуска применяются следующие способы.

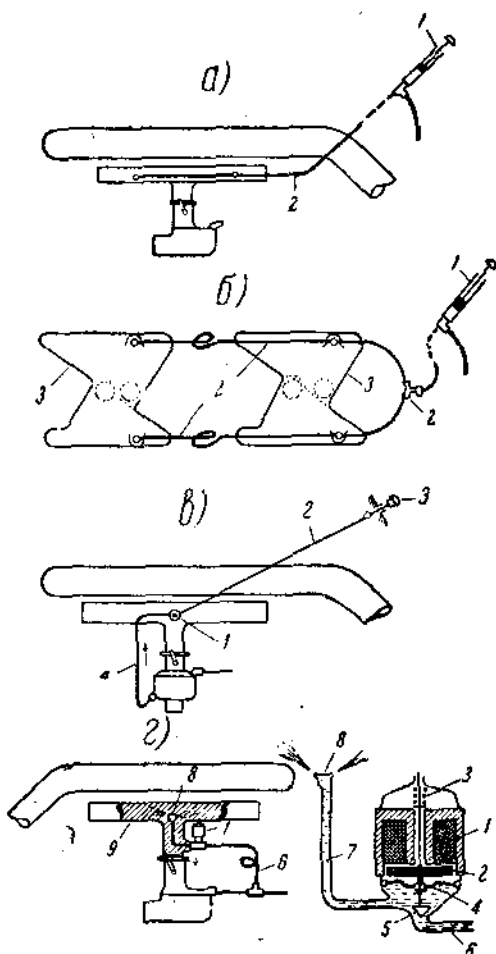
Непосредственная заливка бензина в цилиндры через краники, специально для того устроенные в головке двигателя. В авиационных двигателях, не имеющих длинных выхлопных труб, заливка в цилиндры иногда производится ручным шприцем через выхлопные клапаны при проворачивании двигателя в обратную сторону.

Устройства для впрыска топлива во всасывающую трубу при помощи ручного насосика 1 (фиг. 111а и б) и системы тонких

трубок 2. Схема *а* изображает всасывающую трубу и карбюратор автомобильного двигателя, а схема *б*—всасывающие корректоры 12-цилиндрового авиационного двигателя. Эта система впрыска имеет большое распространение на авиационных двигателях. В этих схемах ручной насос получает топливо из бака. Применяются специальные устройства для впрыска без помощи ручного насосика. На схеме фиг. 111 вместо впрыска ручным насосиком применен специальный клапан 1, ввернутый в отверстие во всасывающей трубе двигателя. Клапан прижимается к седлу пружиной и открывается во время запуска с места водителя при помощи стального тросика 2 и кнопки 3. При этом по трубке 4 через клапан 1 начинает подсасываться топливо из поплавковой камеры карбюратора. Одновременно с топливом через специальный воздушный жиклер, помещенный у клапана 1, подсасывается воздух, который служит для лучшего распыливания топлива.

На схеме 2 фиг. 111 показано устройство системы Бош для автоматического впрыска топлива электромагнитным насосиком. Схема установки электромагнитного насосика на двигателе дана на фиг. 111 *г* слева, а схема устройства насосика на фиг. 111 *д* справа. При включении электрического тока от аккумуляторной батареи в обмотки 1 электромагнита якорь 2 притягивается, сжимает пружину 3 и поднимает диафрагму 4; одновременно поднимается клапан 5 и впускает порцию бензина из трубки 6. При размыкании тока пружина 3 опускает якорь 2 и диафрагму 4 и запирает клапан 5. При этом бензин из прибора вытесняется в трубку 7 и оттуда через распылитель 8 во всасывающую трубу двигателя 9.

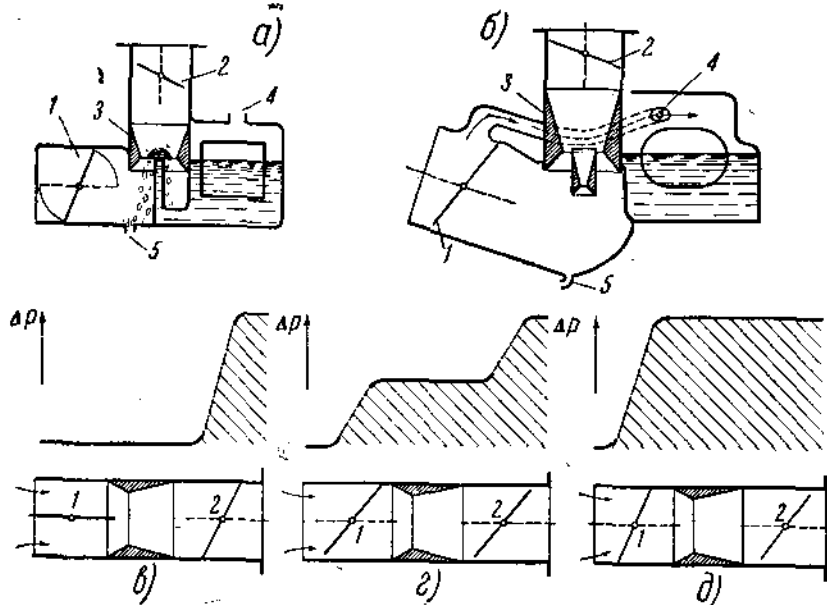
Помимо приведенных здесь схем впрыска топлива при запуске двигателя современные карбюраторы тоже снабжаются специальными устройствами для обогащения смеси при запуске.



Фиг. 111. Схемы устройств для впрыскивания топлива во всасывающую трубу при запуске двигателя.

Наиболее распространенным пусковым устройством современных автотракторных карбюраторов является воздушная заслонка, установленная в канале главного воздушного потока карбюратора перед диффузором. При запуске двигателя воздушная заслонка 1 (схема а фиг. 112) прикрывается, и через щель около дроссельной заслонки 2 разрежение за карбюратором передается к диффузору 3.

На схемах в, г и д фиг. 112 показано изменение разрежений и Δp при разных положениях воздушной 1 и дроссельной 2 заслонок. При открытой воздушной заслонке 1 и на прикрытом дросселе 2 разрежение в диффузоре равно нулю (схема в); при проворачивании двигателя с прикрытой воздушной заслонкой 2 разрежение за дросселем практически остается неизменным, разрежение же в диффузоре будет тем больше, чем сильнее прикрыта воздушная заслонка 1 и чем меньше прикрыт дроссель (схема г). Если, например,

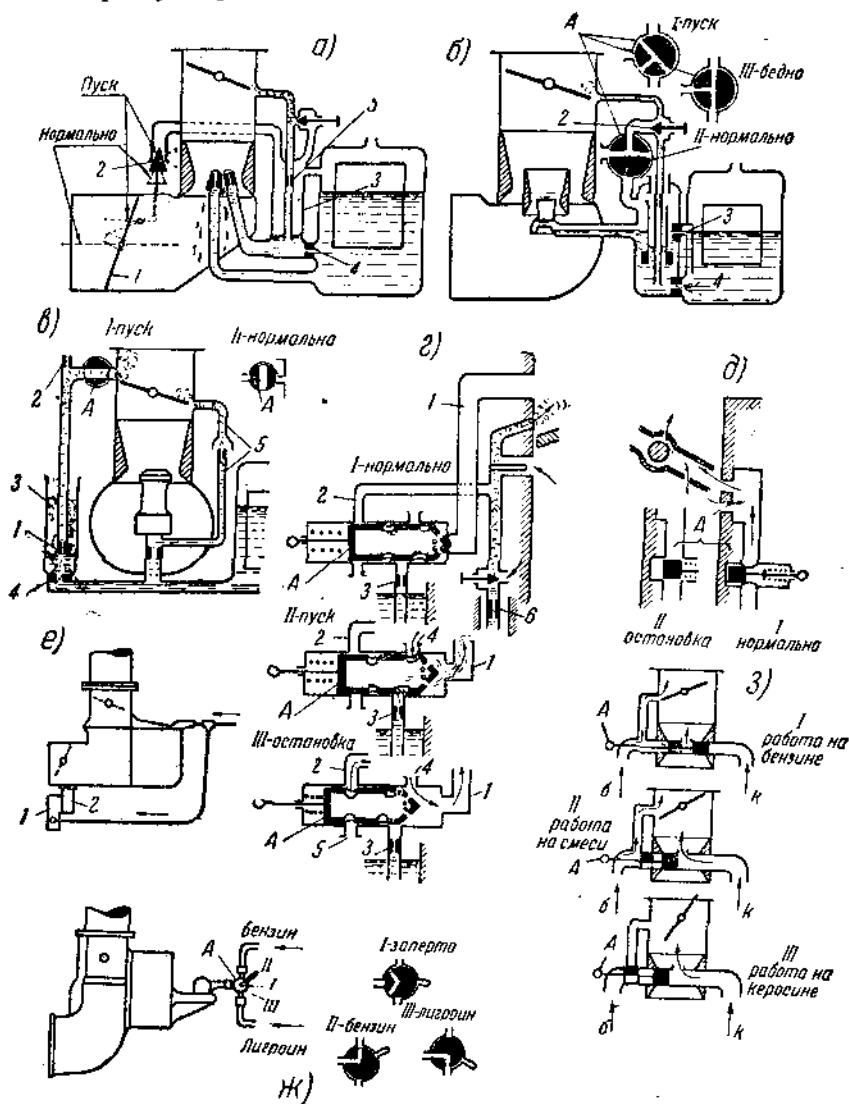


Фиг. 112. Схема разрежений карбюратора при разных положениях воздушной и дроссельной заслонок.

плотно закрыть воздушную заслонку и приоткрыть дроссель (схема д), то разрежение в диффузоре Δp делается равным разрежению за дросселем.

В карбюраторах, имеющих воздушную заслонку, поплавковая камера должна сообщаться или непосредственно с наружным воздухом через отверстие 4 (схема а) или же она должна быть сообщена с главным воздушным каналом перед воздушной заслонкой как на схеме б. Под действием разницы давлений в поплавковой камере и в диффузоре помимо топлива, подаваемого нормальным устройством для холостого хода, начинается истечение топлива через жиклеры главного дозирующего устройства. При этом, несмотря на сильное разрежение у жиклеров, скорость воздуха в диффузоре мала, испарение топлива происходит при отсутствии

хорошего распыливания, и потому испаряется лишь незначительный процент легких фракций топлива. Главная часть топлива, вытекающего из жиклеров главного дозирующего устройства, стекает вниз и скапливается в нижней части канала главного воздушного потока карбюратора. Для стока скопляющегося топлива обычно



Фиг. 113.

делается отверстие 5 (схема а и б), причем при работающем двигателе и закрытой воздушной заслонке через это отверстие топливо вытекать не может, так как в канале существует разрежение. Топливо сможет вытекать лишь после того, как заслонка будет открыта, но дроссель еще будет оставаться в прикрытом поло-

жении, так как с открытием дросселя расход воздуха и разрежение отверстия *б* снова увеличатся и скопившееся у отверстия *б* топливо будет увлекаться воздушным потоком в цилиндры двигателя. На фиг. 112б представлена схема воздушного потока авиационного карбюратора Zenit 55 DC, на котором была сделана попытка применения воздушной заслонки. В современных авиационных карбюраторах применение воздушной заслонки считается нерациональным из-за пожарной опасности.

В некоторых автокарбюраторах Zenit (Zenit Детройт C110M 116) действие воздушной заслонки усиливается тем, что одновременно с прикрытием воздушной заслонки *1* (фиг. 113а) закрывается игольчатый клапан *2*, уменьшающий доступ воздуха в компенсаторный колодец *3*, что создает в нем некоторое разрежение. Под действием этого разрежения через компенсаторный жиклер *4* начинается усиленное истечение топлива, больше чем при обычной работе жиклера холостого хода *б*.

При неумеренном пользовании воздушной заслонкой смесь настолько переобогащается, что двигатель не заводится.

В некоторых автомобильных карбюраторах для обогащения смеси при запуске вместо воздушной заслонки используется ручной корректор. Схема ручных корректоров типа автомобильного карбюратора Паллас и Форд-Zenit были приведены на схемах *10* и *11* фиг. 103. Плохое распыливание топлива при работе заслонки, ухудшающее запуск двигателя, вынуждает конструкторов изыскивать другие более рациональные способы. На фиг. 113б приведена схема ручного корректора типа автомобильного карбюратора Zenit с тройным распыливанием. Здесь корректор представляет собой особой формы кран *А*, регулирующий доступ воздуха к регулировочному винту *2* холостого хода и к жиклерам: главному *3* и компенсаторному *4*.

Корректор управляется с места водителя и имеет три положения: *I* положение „пуск“ („Starten“) — самая богатая смесь при запуске, особенно в холодную погоду.

II положение — „нормально“ („Normal“) — нормальная работа на холостом ходу, но обогащение смеси до максимума мощности на полном дросселе.

III положение — „экономно“ („Sparsam“) — экономная рабочая смесь при работе не на полной нагрузке.

Нужно заметить, что высотные корректоры авиационных карбюраторов не приспособлены для обогащения смеси при запуске, что видно из рассмотрения схем с *1* по *8* фиг. 102 и 103.

Помимо воздушных заслонок и ручных корректоров в современных карбюраторах все большее распространение получают пусковые приспособления карбюраторов, обогащающие смесь при наличии хорошего распыливания, что улучшает запуск. Эти приспособления применяются как на автомобильных, так и на авиационных карбюраторах.

На схеме *в* фиг. 113 дано пусковое приспособление (типа автомобильного карбюратора Солекс), управляемое краном *А*. При работе двигателя кран *А* закрыт (см. положение *II*), при пуске же он открывается с места водителя (см. положение *I*). Пусковое приспособ-

собрание имеет два жиклера: топливный 1 и воздушный 2 для распыливания воздуха. Это устройство питается топливом из поплавковой камеры через специальный колодец 3 и подает смесь в хорошо распыленном виде прямо в наддроссельное пространство. При помощи жиклера 4 можно регулировать уровень топлива в колодце 4 во время работы пускового устройства так, что через жиклер 1 вместе с топливом будет подсасываться воздух, что тоже улучшит распыливание. Это устройство работает параллельно обычному устройству 5 холостого хода.

Помимо приспособлений для запуска на авиационных карбюраторах получают распространение приспособления для остановки двигателя. Дело в том, что при длительной работе двигателя при большой нагрузке он обычно сильно нагревается. Остановку автомобильного или тракторного двигателя легко сделать, если прикрыть дроссель (или выключить зажигание), не разъединяя двигатель с колесами экипажа. Авиационный двигатель нагружен пропеллером, который на малых оборотах затрачивает весьма малую мощность, так что при закрывании дросселя в пусковое положение обычно двигатель не глохнет. Поэтому остановка двигателя производится обычно путем выключения зажигания. Если же двигатель сильно перегрелся, то он может продолжать работать и при выключенном зажигании за счет самовоспламенения смеси в конце хода сжатия. Поэтому для остановки двигателя в авиационных карбюраторах стали применять специальные устройства для остановки. Эти устройства особенно целесообразны на карбюраторах, предназначенных для установки на двигателях с воздушным охлаждением, работающие при повышенных температурных режимах, и для установки перед нагнетателем на нагнетательных двигателях, так как при выключении зажигания может появиться обратная вспышка во всасывающую трубу и воспламенить рабочую смесь в объеме нагнетателя, что может служить причиной аварии.

На схеме 2 фиг. 113 дано устройство для пуска и остановки двигателя типа авиационного карбюратора Зенит 100 DP. Устройство управляется золотником А. Золотник сообщается каналом 1 с наддроссельным пространством карбюратора, а каналом 2 с каналом жиклера холостого хода.

Путем передвигания золотник может быть установлен в три положения:

I положение (золотник находится в крайнем правом положении)—каналы 1 и 2 закрыты золотником и устройство для холостого хода работает нормально.

II положение (золотник отодвинут влево)—канал 2 остается выключенным, так что устройство для холостого хода продолжает работать нормально; канал же 1 открывается и в наддроссельное пространство карбюратора из пускового жиклера 3 подсасывается топливо, которое в золотнике смешивается с распыливающим воздухом, поступающим через отверстие 4. Это положение золотника способствует обогащению смеси при запуске двигателя.

III положение (золотник находится в крайнем левом положении)—оба канала 1 и 2 открыты, доступ топлива из пускового жиклера 3 прекращен. По каналу 2 в канал жиклера холостого

хода и по каналу *1* в наддроссельное пространство карбюратора через отверстия *4* и *5* подсасывается воздух. Этот воздух, с одной стороны, обедняет смесь в наддроссельном пространстве, а с другой — уменьшает разрежение у жиклера холостого хода *6* и прекращает истечение топлива. При передвижении золотника в это положение при работе дросселированного двигателя смесь во всасывающей трубе резко обедняется и двигатель останавливается.

На схеме *д* фиг. 113 дано устройство для остановки двигателя (тип авиационного карбюратора Клодель Гобсон). При передвижении золотника *А*, установленного в канале жиклера холостого хода, из положения *I* в положение *II*, подача смеси к дросселю прекращается, устройство для холостого хода перестает подавать топливо и двигатель останавливается.

Помимо приведенных выше типов пусковых устройств в некоторых автомобильных карбюраторах применяются специальные электрические подогревательные устройства для запуска в холодную погоду.

Такое устройство присоединяется ко всасывающему воздушному патрубку карбюратора и состоит из двух камер (тип Пайнс, применяемый на двигателях Франклин, Вилис-Найт и др.). Камера *1* (фиг. 113 *е*) имеет два клапана: верхний для впуска наружного воздуха и нижний для впуска топлива. Оба клапана управляются электромагнитом. Во второй камере *2* помещена электрическая нагревательная спираль. Топливо к прибору подводится по трубке в направлении стрелки. Электромагниты клапанов и электрическая спираль включаются таким образом, что при нажатии кнопки электрического стартера топливный и воздушный клапаны камеры *1* открываются и во всасывающий патрубок карбюратора через прибор начинает подсасываться топливо и воздух, образуя богатую эмульсию. Эта эмульсия на пути к карбюратору проходит через подогревательную камеру *2*, где топливо испаряется от теплоты электрической спирали и в карбюратор попадает уже смесь паров топлива с воздухом. При проворачивании двигателя стартером эти пары топлива быстро заполняют объем всасывающего трубопровода, проникают в цилиндры и двигатель заводится. При этом конденсация паров топлива на холодных стенках цилиндров незначительна (по данным фирмы) и разжижения смазки не происходит. При выключении стартера оба клапана в камере *1* автоматически закрываются и прекращают подачу эмульсии, подогревательная же спираль выключается и прибор перестает работать.

Запуск керосиновых и лигроиновых двигателей производится на бензине. Для этого перед карбюратором устанавливается трехходовой кран, переключающий карбюратор на питание от бензинового или керосинового бака.

На фиг. 113 *ж* представлена схема крана для переключения карбюратора с лигроина на бензин (тип карбюратора Энсайн АЕ с трактора Картерпиллер). На фигуре даны следующие положения крана:

положение *I* — кран закрыт, карбюратор не работает;

положение *II* — карбюратор работает на бензине при запуске и прогреве двигателя;

положение III — карбюратор работает на лигроине (нормальная работа).

Это наиболее распространенный тип для переключения керосиновых карбюраторов на бензин при запуске.

В некоторых, правда редких случаях, в самом карбюраторе делается двойная топливная система для бензина и керосина.

На фиг. 113 дана схема приспособления для переключения карбюратора на работу от керосиновой или от бензиновой поплавковой камеры (тип тракторного карбюратора Гретцин); карбюратор имеет две поплавковые камеры и соответственно две системы дозирующих устройств, работающих по принципу пневматического торможения топлива. По стрелке *к* поступает от жиклеров керосиновая эмульсия, а по стрелке *б* бензиновая. Золотник *А* может быть установлен в три положения:

положение I — при запуске и прогреве двигателя, золотник *А* в крайнем правом положении, карбюратор работает на бензине;

положение II — золотник *А* в среднем положении; устройство для холостого хода работает на бензине, а главное дозирующее устройство работает на керосине. Таким образом при этом положении золотника в зависимости от положения дросселя карбюратор может работать или на бензине, или на керосине, или же на смеси обоих топлив;

положение III — золотник *А* в крайнем левом положении, устройство для холостого хода выключено и карбюратор работает на керосине.

§ 31. Ускорительные устройства

При работе индустриального двигателя в большинстве случаев нагрузка изменяется постепенно, и режим двигателя на той или иной нагрузке держится сравнительно долгое время.

В таких же условиях находится нагрузка судовых двигателей. Здесь тоже моторное судно, выйдя от пункта отправления, идет примерно с постоянной нагрузкой до пункта прибытия и во время плавания режим двигателя почти не изменяется.

Совершенно иначе протекает работа автомобильных двигателей, особенно в условиях городской езды. Здесь идущая с большой скоростью машина то вынуждена внезапно остановиться из-за вывернувшегося встречного экипажа, то внезапно ускорить движение, чтобы „проскочить“ через узкое место пути. Чем больше уличное движение, тем чаще происходят перемены режима работы двигателя.

На фиг. 114 представлена диаграмма изменения нагрузки автомобильного движения в течение двух минут в условиях городской езды. Верхняя диаграмма дает изменение нагрузки в условиях езды по улицам с малым уличным движением, а нижняя — с очень большим. Как видно в первом случае, машина в короткое время (две минуты) успела четыре раза получить почти полную нагрузку (около 100%) точки — 1, 2, 3, 4, и шесть раз двигатель работал почти на холостом ходу (нагрузка около 0%), точки — 5, 6, 7, 8, 9 и 10. Во втором случае около 11 раз в течение тех же двух минут двигатель переходил от нагрузки к холостому ходу (см. точки 11 по 21).

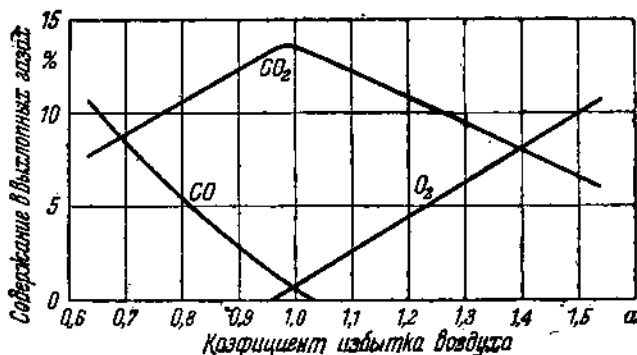
Столь быстрые перемены нагрузки требуют от двигателя „приместности“, т. е. способности быстро переходить от режима работы на холостом ходу к режиму работы на полном дросселе.

При быстром открытии дросселя карбюратора, когда нужно получить быстрое увеличение мощности двигателя, происходит резкое обеднение смеси и двигатель, вместе того чтобы увеличить

мощность сейчас же после открытия дросселя, начинает проявлять признаки бедной смеси: „чихает в карбюратор“, несколько теряет мощность и лишь спустя некоторое время после открытия дросселя начинает увеличивать мощность, а в некоторых случаях, может даже вовсе остановиться.

Сравнивая результаты анализа выхлопных газов двигателя Кадилак (по опытам Балантина) при установившемся числе оборотов $n=550$ об/мин: $CO=0,2\%$, $CO_2=13,8\%$ и $O_2=0,2\%$ и в момент

ускорения: $CO=0,0\%$, $CO_2=6,8\%$ и $O_2=10,9\%$ с кривыми фиг. 115, нетрудно заметить, что в момент ускорения имеет место сильное обеднение смеси. На фиг. 115 даны кривые содержания CO и CO_2



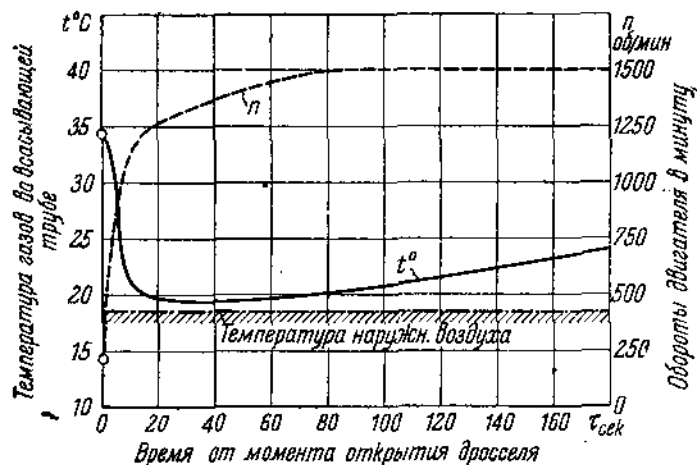
Фиг. 115. Состав выхлопных газов при работе двигателя на бензине с разными коэффициентами избытка воздуха.

и O_2 в выхлопных газах двигателя, работающего на бензине при разных коэффициентах избытка воздуха α (по опытам Ватсона). Как видно, при богатых смесях, когда $\alpha < 1$ имеет место содержание окиси углерода CO , как продукта неполного сгорания, а при бедных, когда $\alpha > 1$ — имеет место наличие свободного кислорода в выхлопе. Содержание $CO=0,2\%$, $CO_2=13,8\%$ и $O_2=0,2\%$ при $n=550$ об/мин. указывает, что при этом режиме коэффициент из-

бытка воздуха был близок к единице $\alpha \approx 1$, в то время как содержание $\text{CO} = 0,0\%$, $\text{CO}_2 = 6,8\%$ и $\text{O}_2 = 10,9\%$ указывает, что в момент ускорения имеет место резкое обеднение $\alpha \approx 1,5$, т. е. смесь делается беднее нижнего предела воспламеняемости, который для бензина наступает примерно при $\alpha = 1,23 - 1,3$, что и служит причиной появления перебоев в зажигании и потери мощности двигателя.

Причинами обеднения смеси при резком открытии дросселя можно считать следующее:

1. Масса холодного воздуха, врывающегося во всасывающую трубу двигателя в момент резкого открытия дросселя, резко понижает температуру смеси во всасывающей трубе и уменьшает разрежение (увеличивает давление).

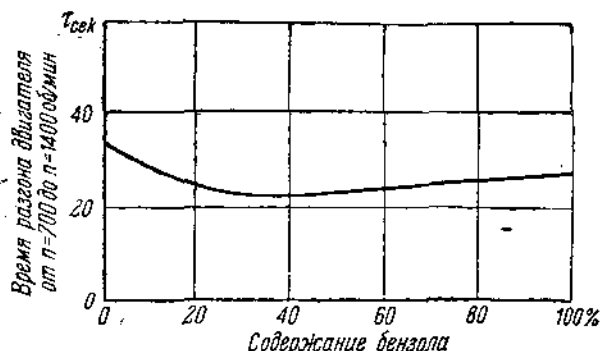


Фиг. 116. Изменение температуры смеси во всасывающей трубе при ускорении двигателя.

На фиг. 116 дано изменение температуры смеси во всасывающей трубе автодвигателя в момент ускорения двигателя при резком открытии дросселя (по опытам Беккера). Как видно, температура газов во всасывающей трубе после открытия дросселя резко падает почти до температуры наружного воздуха и затем очень медленно снова начинает увеличиваться, что указывает на приближение нового состояния равновесия. Однако число оборотов двигателя, соответствующее полному открытию дросселя, устанавливается быстрее, чем температуры, и если для данного двигателя (при условиях опыта) число оборотов достигает равновесия примерно через 80 сек. после открытия дросселя, то равновесия температуры не наступает еще и через 180 сек., так как в это время кривая продолжает подниматься. Понижение температуры газов и уменьшение разрежения во всасывающей трубе влечет конденсацию паров топлива, заполнявших трубу до открытия дросселя, и оседание их на стенки, что и влечет обеднение смеси. Чем больше емкость всасывающей трубы, тем сильнее эффект обеднения смеси из-за конденсации паров топлива.

2. Врывающийся во всасывающую трубу воздух, проходя через карбюратор, не успевает засосать из карбюратора нужное количество топлива, так как топливо обладает большей инерцией и истечение топлива в количестве, нужном для нового расхода воздуха, наступает значительно позднее, чем расход воздуха. Чем короче топливные каналы карбюратора, тем меньше инерция топливного столба и тем быстрее наступает нормальное истечение топлива.

3. Топливо, вытекшее из жиклеров, обычно не испаряется полностью, как в момент нормальной работы карбюратора при установившемся режиме работы двигателя, так и в момент ускорения.



Фиг. 117. Влияние сорта топлива на приемистость двигателя.

Неиспарившиеся капельки топлива движутся значительно медленнее воздуха и при резком открытии дросселя достигают цилиндров гораздо позднее воздуха. Кроме того, часть капелек топлива осаживается на стенках трубопровода и в виде жидкой пленки ползет по трубе. Эта пленка в момент ускорения достигает цилиндров еще позднее, чем капельки топлива.

Чем длиннее всасывающая труба и чем меньше скорость газов в ней, тем дольше капельки и жидкая пленка топлива не могут достигнуть цилиндров и тем сильнее эффект обеднения смеси.

Чем хуже испаряется топливо, тем интенсивнее образование капелек и жидкой пленки топлива и тем сильнее обеднение смеси при ускорении. Ввиду этого приемистость прогретого двигателя всегда лучше, чем холодного. Смягчение явления обеднения смеси при резком открытии дросселя и, тем самым, улучшение приемистости двигателя достигается следующими мерами:

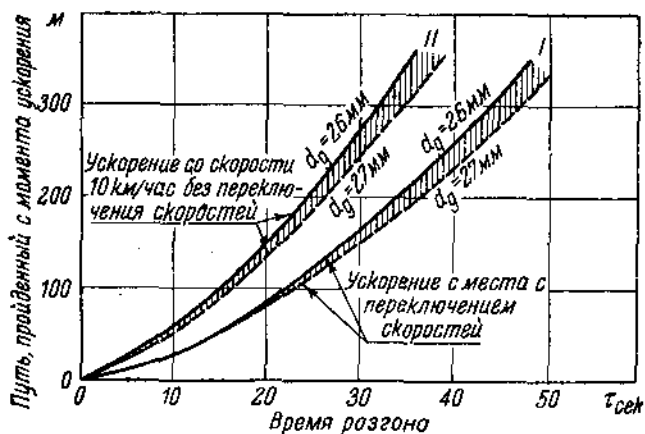
1. Применением хорошо испаряющихся топлив.
2. Путем улучшения распыливания топлива в карбюраторе.
3. Выбором надлежащего расположения карбюратора на двигателе, формы всасывающей трубы и размерами проходных сечений для смеси.
4. Обогащением смеси путем соответствующей регулировки карбюратора.
5. При помощи специальных ускорительных устройств карбюраторов.

1. Применением хорошо испаряющихся топлив хорошая приемистость достигается без особого переобогащения смеси, к которому приходится прибегать при плохо испаряющихся топливах.

На фиг. 117 дана диаграмма, указывающая влияние сорта топлива на приемистость двигателя. По абсциссам отложено содер-

жение бензола в бензино-бензольной смеси в процентах, а по ординатам — соответствующее время разгона с момента открытия дросселя, в течение которого обороты двигателя возрастают от $n = 750$ об/мин до $n = 1400$ об/мин. Как видно из диаграммы, с изменением состава топлива изменяется приемистость двигателя, вследствие изменения испаряемости топлива.

2. Улучшение приемистости достигается путем улучшения распыливания топлива в карбюраторе, например при помощи уменьшения проходного сечения в горловине диффузора, так как при этом улучшается испарение топлива.



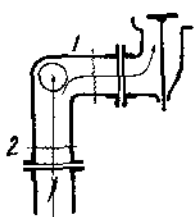
Фиг. 118. Влияние размеров диффузора на приемистость автомобиля.

На фиг. 118 дана диаграмма влияния размера диффузора на приемистость двигателя при ускорении автомобиля (ЗИС-5 с карбюратором МААЗ). Кривые I были получены при ускорении с места при переключении скоростей. Кривые II были получены без переключения скоростей при ускорении от скорости 10 км/час. Как видно, при диффузоре с диаметром горловины 26 мм в обоих случаях приемистость лучше за счет лучшего распыливания.

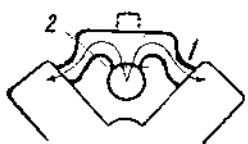
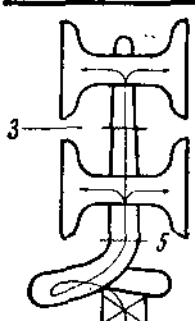
3. Выбором надлежащего расположения карбюратора на двигателе, формы всасывающей трубы и соответствующих размеров проходных сечений для смеси тоже можно достигнуть хорошей приемистости двигателя. Как правило, можно сказать: чем короче трубопроводы смеси и чем ближе к цилиндрам двигателя расположен карбюратор, чем меньше их емкость и чем больше в них скорость газов — тем приемистей двигатель.

В современных двигателях скорости газов в трубопроводах смеси между карбюратором и цилиндрами лежат в пределах, приведенных на табл. 11 — фиг. 119. Эта таблица вычислена по величине максимальной скорости поршня при коэффициенте подачи, равном единице по формуле:

$$\omega_x = \omega_n \frac{F_p}{f_x}, \quad (47)$$

Схема 1	По схеме 1	Число оборотов	Ход поршня	Скорость поршня	Площадь поршня	Сечение № 1 при входе смеси			
		n об/мин.	s мм	w_n м/сек	F_n см ²	в 1 цилиндр		в 4 цилиндра	
						f_1 см ²	w_1 м/сек	f_2 см ²	w_2 м/сек
	1. Крислер	3000	120,7	19	49,5	8,6	109	8,0	117
	2. Бьюик (1928 г.)	3000	114,3	18	49,5	8,0	110	8,8	101
	3. Локомобиль	3000	101,6	15,9	40,0	8,6	74	10,2	62

¹ Двойной карбюратор: $2 \times f_1$

	По схеме	Число оборотов	Ход поршня	Скорость поршня	Площадь поршня
		n об/мин.	s мм	w_n м/сек	F_n см ²
	Схема 2	2400	158,8	20	132,7
	карбюратор внутри v	2000	165	17,2	205,5
	Схема 3	2400	158,8	20	132,7
	карбюратор до нагнет.	2250	132,7	16,4	127

² Однофазный карбюратор на 6 цилиндров.

³ Скорость увеличена в 2 раза против вычислений по формуле.

Фиг. 119. Максимальные скорости газов во

По схеме 1	Число оборотов	Ход поршня	Скорость поршня	Площадь поршня	Сеч. № 1 при входе смеси в 1 цилиндр		Сеч. № 2 в 4 цилиндр	
					f_1 см ²	w_1 м/сек	f_2 см ²	w_2 м/сек
4. Адлер 6-цил. .	3100	110	17,8	44,2	71	111	12,3	63
5. Адлер 8-цил. .	3460	110	19,5	44,2	8,0	108	10,5 ¹	82
6. Форд-А	2350	107,95	13,3	74,1	9,6	105	7,3	139

ДВИГАТЕЛИ

Сеч. № 1 переходное сечение в колект.		Сеч. № 2 переход из подводи. трубы или корбюратора		Сеч. № 3 подводящ. труба смеси		Сеч. № 4 подводящ. труба воз- духа		Сеч. № 5 подводящ. труба смеси		Сеч. № 6 подводящ. труба воздуха		Примечание
на 3 цил.		на 6 цил.		на 6 цил.		на 6 цил.		на 12 цил.		на 12 цил.		
f_1 см ²	w_1 м/сек	f_2 см ²	w_2 м/сек	f_3 см ²	w_3 м/сек	f_4 см ²	w_4 м/сек	f_5 см ²	w_5 м/сек	f_6 см ²	w_6 м/сек	
60	44,5	66,4	40	×	×	80	33,5	×	×	200	26,4 ³	
50	70,5	79 ²	45	×	×	170	20,7	×	×	200	35,4 ¹	
55	48,5	34	78	45,5	58	×	×	74	71 ³	×	×	
×	×	30,6	68	50,3	41,5	×	×	60,8	69 ³			

всасывающих трубах авто- и авиадвигателей.

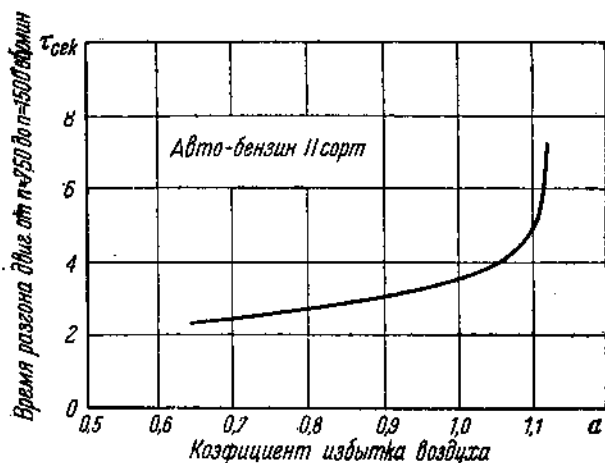
где w_n и w_x — максимальная скорость поршня и соответственно максимальная скорость газов в м/сек в сечении x ($w_n = R \omega = \frac{\pi s n}{60 \cdot 1000}$);

n и ω — число оборотов в минуту и соответствующая угловая скорость коленчатого вала двигателя;

R и s — радиус кривошипа коленчатого вала и ход поршня в мм;

F_n — площадь поршня одного цилиндра в см²;

f_x — площадь рассматриваемого сечения в см².



Фиг. 120. Влияние коэффициента избытка воздуха на приемистость двигателя.

По этой формуле вычислена скорость газов в тех сечениях, через которые просасывается смесь в 1, 2, 3, 4 и 6 цилиндров. В тех же сечениях, через которые просасывается смесь в 12 цилиндров, полученная по предыдущей формуле скорость помножена на коэффициент 2.

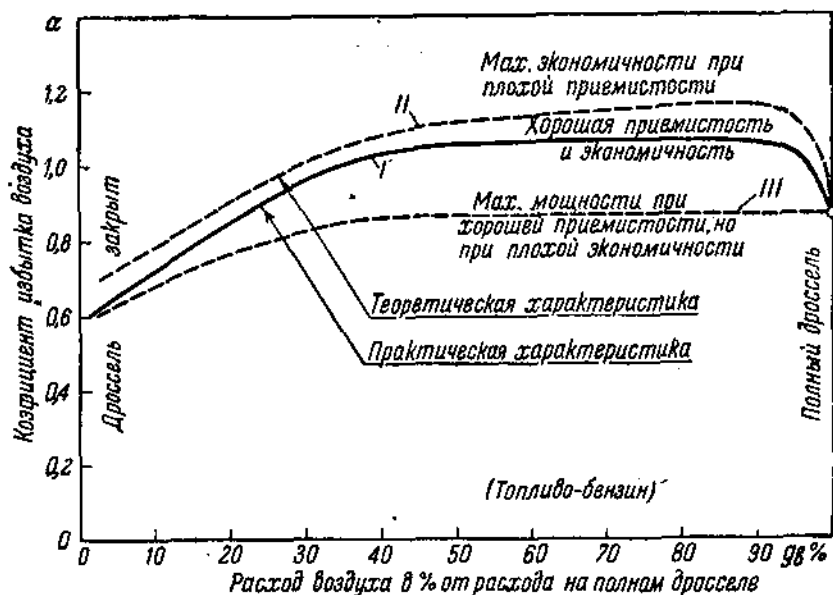
Как видно из таблицы, скорости газов во всасывающих трубах автомобильных двигателей берутся выше, чем в авиационных, так как эти дви-

гатели работают на топливах, испаряющихся хуже, чем авиационные топлива. Кроме того, можно заметить, что в трубах, подводящих воздух к карбюратору (в авиационных двигателях), скорости берутся ниже, чем в трубах смеси, так как при малых скоростях смеси топливо осаждается на стенки в большом количестве и не скоро достигает до цилиндров.

4. Улучшение приемистости достигается путем соответствующей регулировки карбюратора.

На фиг. 120 дана диаграмма влияния коэффициента избытка воздуха α на время разгона двигателя от $n=750$ об/мин до $n=1500$ об/мин. Как видно, с обеднением смеси приемистость двигателя ухудшается, так как время разгона увеличивается. При коэффициенте избытка воздуха около $\alpha=1,1-1,13$ кривая круто поднимается, что указывает на тот факт, что двигатель резко теряет приемистость. При коэффициентах избытка воздуха больших $\alpha=1,1-1,13$, при резком открытии дросселя, двигатель вовсе глохнет, хотя при установившемся режиме при этих составах смеси он работает устойчиво. Хорошая приемистость двигателя, имеющая место при богатой регулировке карбюратора, объясняется тем, что богатая смесь, обедняясь при резком открытии дросселя, все же остается достаточно богатой, для того чтобы двигатель

мог правильно работать в период ускорения. Излишнее обогащение регулировки карбюратора для улучшения приемистости, с одной стороны, влечет перерасход топлива при установившемся режиме работы двигателя, с другой — вызывает переобогащение смеси в моменты резкого уменьшения нагрузки двигателя, когда дроссель быстро прикрывается. Тем не менее некоторое обогащение смеси, подаваемой карбюратором, все же оказывается необходимым. Рассматривая кривую фиг. 120, можно заметить, что обеднение смеси до значений $\alpha = 1,05$ при работе на бензине ухудшает приемистость, а при $\alpha = 1,1—1,13$ при резком открытии дросселя двигатель вовсе глохнет.



Фиг. 121. Практическая дроссельная характеристика идеального карбюратора.

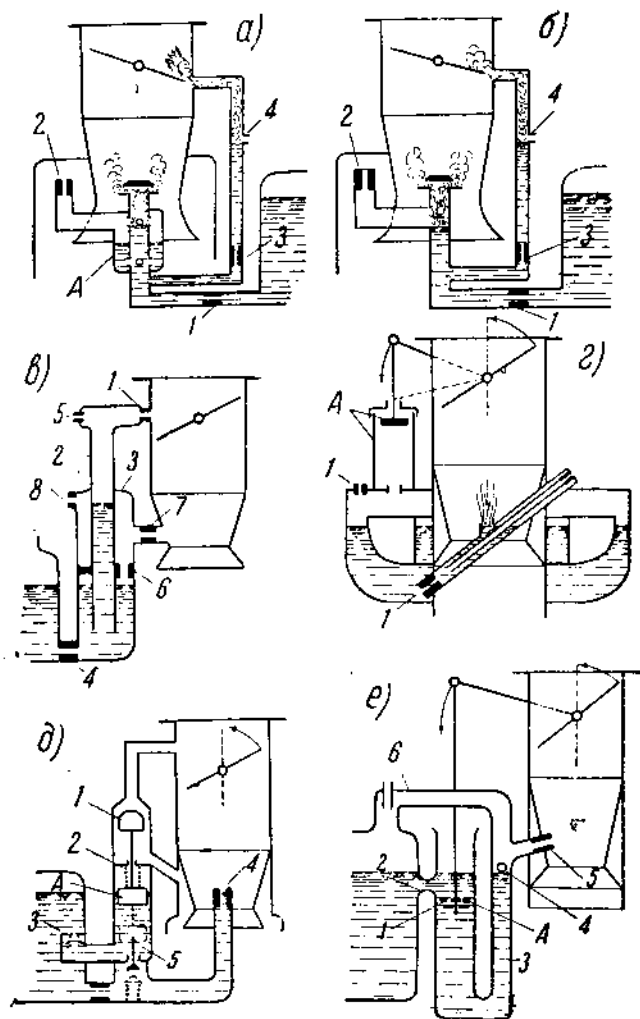
В виду этого при практической регулировке карбюратора теоретическая дроссельная характеристика идеального карбюратора оказывается переобедненной и двигатель в недопустимой степени теряет приемистость.

В качестве практической дроссельной характеристики идеального карбюратора нужно считать кривую I, приведенную на фиг. 121 вместо кривой II, соответствующей характеристике фиг. 10, в этой характеристике наибольшее обеднение смеси принято $\alpha = 1,05$ вместо $\alpha = 1,15—1,2$ кривой II. При таких коэффициентах избытка воздуха двигатель сохраняет хорошую экономичность и вместе с тем нужную приемистость.

При регулировке же карбюратора по кривой III получается еще лучшая приемистость двигателя, но не допустимый перерасход топлива. Нужно заметить, что приведенная на фиг. 121 кри-

вая / построена для нормальных условий карбюрации при работе на бензине. При работе на другом топливе, имеющем плохую испаряемость, смесь должна быть богаче.

5. Наконец, некоторое улучшение приемистости двигателя достигается путем применения карбюраторов, имеющих специальное



Фиг. 122. Схемы ускорительных устройств карбюраторов.

устройство для приемистости. Эти устройства имеют целью временное обогащение смеси в момент ускорения двигателя при резком открытии дросселя. Наличие [такого рода устройств позволяет давать более бедную регулировку карбюратору при хорошей приемистости двигателя.

На фиг. 122 а приведена схема устройств карбюраторов для

улучшения приемистости двигателя при помощи так называемого резервного топлива. Здесь около топливной форсунки главного дозирующего устройства, работающего по принципу пневматического торможения (тип Стромберг) сделан колодец А. На этой схеме обозначено: 1 — топливный жиклер, 2 — воздушный жиклер, 3 — жиклер холостого хода, 4 — воздушный жиклер холостого хода. При работе на холостом ходу в колодце А накапливается топливо. При резком открытии дросселя расход топлива через жиклер 1 не успевает увеличиваться так же быстро, как и расход воздуха в карбюраторе, и через форсунку начинает подсасываться резервное топливо из колодца А, до тех пор пока он не опустеет. Эта добавочная порция топлива несколько компенсирует обедненные смеси при ускорении, поэтому колодец А в карбюраторах Стромберг называется компенсаторным, его не надо смешивать с компенсаторным колодцем карбюраторов Zenit. В тех карбюраторах Стромберга, которые имеют специальный насосик для впрыска топлива при резком открытии дросселя, компенсаторный колодец не делается. Схема такой форсунки (тип Стромберг), не имеющей компенсаторного колодца для резервного топлива, приведена на схеме б фиг. 122. Здесь обозначения те же, что и на схеме а. В карбюраторах типа Zenit роль колодца для резервного топлива играет компенсаторный колодец.

Нужно заметить, что запас резервного топлива в колодце типа Стромберг или Zenit мал, так как при работе жиклера холостого хода уровень топлива в колодце стоит низко, а иногда колодец и вовсе пуст. Поэтому это устройство очень мало улучшает приемистость.

На схеме фиг. 122 в приведена схема более совершенного видоизменения колодца для резервного топлива (типа автомобильного карбюратора Стромберг). Через отверстие 1 вертикальная трубка 2 сообщается с наддроссельным пространством. Нижний конец трубки 2 опущен в колодец 3, сообщающийся с поплавковой камерой через отверстие 4. При работе на прикрытом дросселе в трубке 2 образуется разрежение, поднимающее в ней столб топлива выше уровня топлива в поплавковой камере. Столб топлива уравнивает разрежение в трубке 2 и его высота может быть регулируема изменением разрежения в трубке путем выпуска воздуха через воздушный жиклер 5. При открытии дросселя разрежение в трубке 2 падает и заполнявшее ее топливо выливается в колодец 3. При медленном открытии дросселя через отверстие 4 топливо успевает перелиться в поплавковую камеру. При резком открытии дросселя топливо не успевает перелиться в поплавковую камеру и через отверстие 6 попадает в верхнюю часть колодца 3 и через жиклер ускорения 7 выбрасывается в воздушный поток карбюратора. При работе на полном дросселе разрежение в колодце 3 регулируется впуском воздуха через отверстие 8. Это устройство является переходной ступенью к так называемым ускорительным (или акселерационным) насосикам для впрыска топлива.

На фиг. 122 г приведена схема пневматического ускорительного насосика (тип автокарбюратора Паллас). При резком открытии дросселя насосик А подает порцию воздуха в поплавковую камеру. Воз-

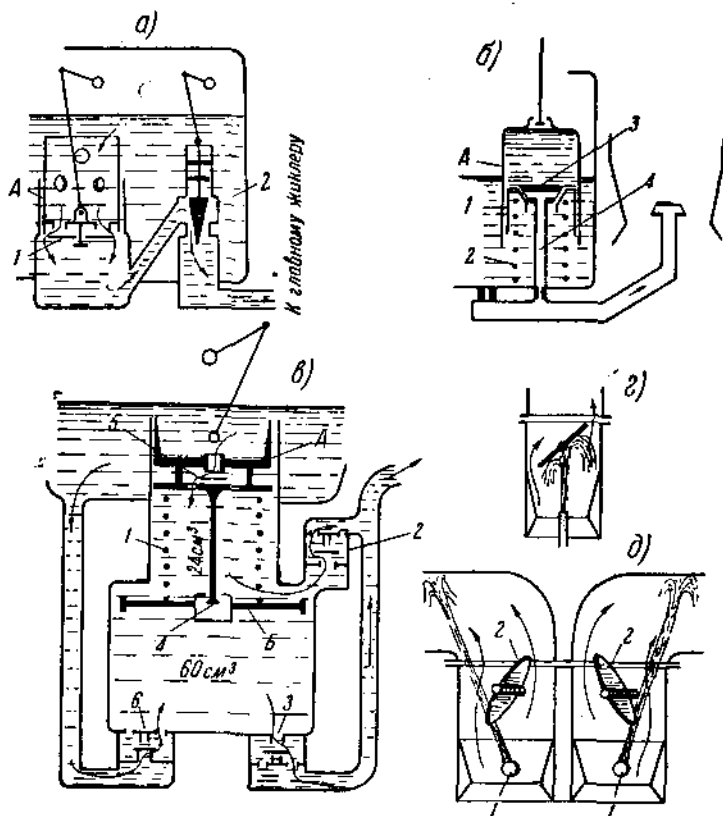
душное отверстие 1, сообщающее поплавковую камеру с наружным воздухом, сделано небольшого размера, так что поданный насосиком воздух на короткое время поднимает давление в поплавковой камере и несколько увеличивает истечение топлива через топливный жиклер 2.

На фиг. 122 д приведена схема ускорительного насосика с вакуумприводом к поршню насосика (тип автокарбюратора Зенит „Универсальный“). Поршень А насосика жестко связан с поршнем 1 вакуумпривода. При работе на закрытом дросселе под действием разрежения за дросселем оба поршня А и 1 поднимаются в верхнее положение и сжимают пружину 2. При этом под поршень А через клапан 3 из поплавковой камеры засасывается топливо. При переходе на большую нагрузку дроссель карбюратора открывается, разрежение за ним падает, и поршни 1 и А под действием пружины 2 опускаются вниз; при этом поршень А через клапан 5 вытесняет находящееся под ним топливо в канал главного жиклера 4, тем самым обогащая смесь при ускорении. Этот насос (в автокарбюраторах Зенит „Универсальный“) скомбинирован с экономайзером. При нижнем положении (показанном на фиг. 122 д пунктиром) поршень А нажимает на шток клапана 5 и удерживает его в открытом положении, так что к главному жиклеру 4 через клапаны 3 и 5 насосика непрерывно подсасывается топливо, помимо топливного жиклера, который в этом случае является жиклером экономайзера (сравни эту схему со схемой фиг. 95 б). Совершенно аналогичные схемы насосиков применяются и без вакуумпривода с механическим рычажным приводом от дросселя.

На фиг. 122 е приведена другая схема ускорительного насосика (тип автокарбюратора Зенит С 110). Поршень А насосика механически связан с дросселем. Поршень имеет возвратный клапан 1, который свободно пропускает топливо из поплавковой камеры через отверстие 2 в пространство под поршнем. При открывании дросселя поршень А идет вниз и вытесняет топливо в колодец 3. При этом уровень топлива в колодце 3 поднимается и часть топлива начинает переливаться через отверстие 4 в компенсаторный колодец (не показан на схеме) и оттуда через форсунку компенсатора в воздушный поток карбюратора; другая часть топлива через жиклер ускорения 5 тоже отсасывается в воздушный поток карбюратора. Это обогащает смесь в момент открытия дросселя. При очень быстром открытии дросселя поданное поршнем топливо не успевает вылиться через отверстие 4 и жиклер 5 и через канал 6 выливается в поплавковую камеру. В этом случае подача топлива в воздушный поток карбюратора через отверстие 4 и через жиклер 5 продолжается в течение некоторого времени и после того как поршень насосика остановится. Это продолжается до тех пор, пока уровень топлива в колодце 3 не опустится ниже отверстия 4.

На фиг. 123 а и б даны схемы ускорительных насосиков авиационных карбюраторов типа Зенит и типа Стромберг. Оба насосика имеют рычажный привод от дросселя. Насосик Зенит (схема а) имеет возвратный клапан 1 на поршне А и подает топливо через высотный корректор 2 к главному жиклеру. Насосик Стромберг

имеет подвижный цилиндр *A*, приводимый в движение дросселем, и поршень *1*, прижимаемый пружиной *2* к клапану *3*. При закрытии дросселя цилиндр *A* поднимается, а поршень *1* садится на конус клапана *3* и запирает канал *4*. При этом в цилиндре *A* над поршнем *1* образуется разрежение, под действием которого из поплавковой камеры через зазоры между стенками цилиндра и поршня подсасывается топливо. При резком открытии дросселя цилиндр *A* идет вниз, сжимает топливо, которое заставляет пор-

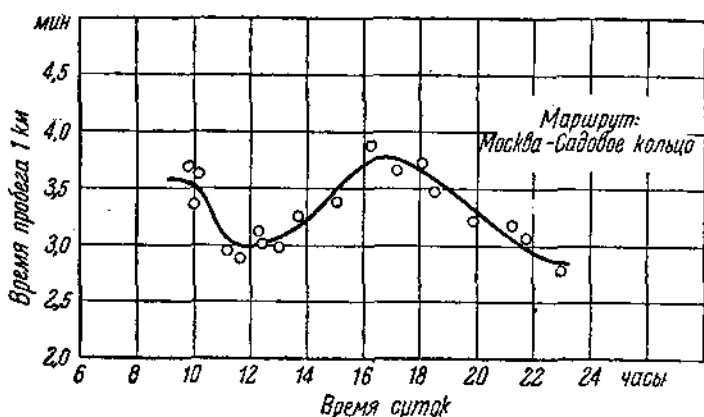


Фиг. 123. Схемы ускорительных устройств карбюраторов.

шень *1* опускаться вниз одновременно с цилиндром. При этом верхние отверстия канала *4* открываются и начинается впрыск топлива в канал главного жиклера. Когда цилиндр *A* остановится, поршень *1* будет подниматься под действием пружины *2* до тех пор, пока поршень *1* не сядет на клапан *3*. В этот момент впрыск прекращается.

На фиг. 123а дана схема двойного ускорительного насосика (типа авиакарбюратора Клодель Гобсон), специально рассчитанного на затяжной впрыск (в течение 30 сек.). Здесь имеются два поршня: верхний *A*, связанный рычажной передачей с дроссельной заслонкой карбюратора, и нижний *Б* большего диаметра. При от-

крывании дросселя поршень *А* идет вниз со скоростью, соответствующей скорости открытия дросселя, и сжимает пружину *1*. При этом объем между поршнями *А* и *Б* уменьшается и топливо вытесняется через клапан *2*, пружина *1* нижним концом опирается на поршень *Б*, так что по мере сжатия пружины *1* поршень *Б* тоже начинает опускаться, но гораздо медленнее, чем верхний поршень *А*; расширение пружины *1* и движение поршня *Б* продолжается некоторое время после остановки верхнего поршня. При движении поршня *Б* вниз топливо вытесняется через клапан *3*. Нижний насосик для затянутого впрыска имеет очень большие размеры. Емкость верхнего насосика 24 см³, а нижнего 60 см³. Таким образом получается затянутый впрыск топлива. При закрывании дрос-



Фиг. 124. Влияние уличного движения на продолжительность пробега.

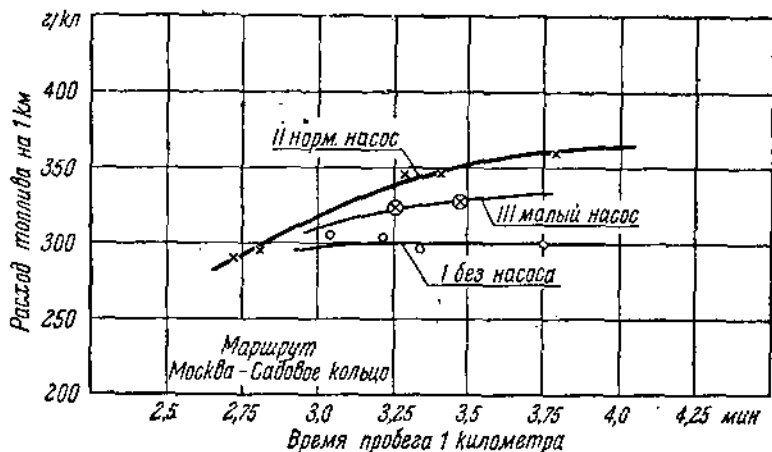
селя карбюратора поршень *А* поднимается и при помощи головки стержня *4* поднимает поршень *Б*. При этом под поршень *А* через клапан *5* и под поршень *Б* через двойной клапан *6* из поплавковой камеры засасывается топливо.

В большинстве современных карбюраторов топливо из насосика впрыскивается в воздушный поток через топливную форсунку главного дозирующего устройства. Так как впрыск топлива насосиком обычно начинается в тот момент, когда дроссель еще не открыт полностью, то струя подаваемого насосиком топлива в начале впрыска обычно ударяется в дроссельную заслонку, как показано на схеме фиг. 123 г. Это сильно уменьшает эффект ускорения; поэтому в некоторых карбюраторах насосик подает топливо через специальную форсунку, устроенную таким образом, чтобы струя подаваемого насосиком топлива не ударялась в заслонку, как это показано на схеме фиг. 123 д. Здесь форсунка *1* насосика сделана около стенки диффузора так, что струя топлива проходит между заслонкой *2* и стенками смесительной камеры прямо во всасывающую трубу двигателя (тип Стромберг).

Разбирая выше приведенные схемы устройств для повышения приемистости, нужно отметить следующее. Затяжной впрыск по

схеме фиг. 122 *е* или фиг. 123 *б* выгоднее, чем впрыск короткий, так как период ускорения двигателя длится в течение некоторого времени после открытия дросселя. Впрыск топлива через специальную форсунку выгоднее, чем через форсунку главного дозирующего устройства. Неосторожное применение ускорительных насосиков и неудачная их конструкция может вызвать значительный перерасход топлива при эксплуатации двигателя при часто меняющихся нагрузках. Этим может быть сведена на-нет вся выгода применения ускорительного насосика, позволяющего регулировать карбюратор на экономический расход топлива.

На фиг. 124 и 125 приведены диаграммы влияния размеров ускорительного насосика автокарбюратора на расход топлива при разном уличном движении. Фиг. 124 указывает, как изменяется время пробега 1 км при езде автомобиля по одному и тому же



Фиг. 125. Влияние ускорительного насосика на расход топлива при разном уличном движении.

маршруту при разных условиях уличного движения. От 8 до 10 час. и от 16 до 18 час. время пробега увеличивается из-за частых остановок в пути ввиду большого уличного движения, в связи с началом и окончанием работы учреждений. В период от 11 до 14 час. и после 21 — 22 час. движение затихает и время пробега уменьшается, так как уменьшается количество остановок в пути (сравни диаграмму фиг. 114).

При работе карбюратора без насосика (кривая I фиг. 125) расход топлива на 1 км почти не зависит от времени пробега, т. е. от количества остановок в пути, в то время как при нормальном насосике расход увеличивается по мере увеличения количества остановок в пути (кривая II фиг. 125). При насосике с небольшой подачей топлива расход растет не так круто (кривая III фиг. 125). В этих опытах насосик не имел затянутого впрыска и работал по схеме фиг. 122 *д*, с той лишь разницей, что поршень насоса имел вместо вакуумпривода механический рычажный привод от дросселя. В этом отношении насосики, имеющие затяжной впрыск, могут

оказаться выгоднее, чем насосики с жестким приводом, так как при частых открытиях дроссельной заслонки при наличии насосика, поршень которого связан с дроссельной заслонкой жестким приводом, порция топлива, равная объему насосика, подается при каждом открытии дроссельной заслонки, в то время как при наличии насосика с затянутым впрыском (например по схеме фиг. 122*е* или 123*б*) насос не успевает следовать за движением дросселя и при каждом открытии дросселя подает уменьшенную порцию топлива. Ввиду изложенного к выбору типа ускорительного устройства нужно подходить весьма осторожно, учитывая условия эксплуатации, и стремиться избегать специальных насосиков в тех случаях, когда это возможно: например, на двигателях с короткими всасывающими трубами и при высоких скоростях газов в них. В карбюраторах, работающих по принципу дозировки с клапаном впуска добавочного воздуха, роль ускорительного устройства играет инерция клапана, так как в первый момент при резком открытии дросселя клапан не успевает открыться и у жиклеров образуется усиленное разрежение и усиленный подсос топлива, который препятствует обеднению смеси при ускорении.

§ 32. Устройство для подачи воды в двигатель

При работе тракторных керосиновых двигателей для улучшения испарения топлива применяется усиленный подогрев всасывающей системы. Этот подогрев увеличивает температуру газов в конце сжатия и вызывает явление детонации. Последняя проявляется в виде характерного „стука“, а в цилиндре дает образование твердого нагара и особенно заметно при работе двигателя на полном дросселе. У некоторых керосиновых двигателей в целях смягчения „стука“ и размягчения нагара в рабочую смесь впрыскивается вода. Карбюратор (фиг. 17) имеет специальное приспособление для подачи воды во всасывающую трубу двигателя.

Приспособление для подачи воды с поплавковым механизмом и вместе с корпусом водяной поплавковой камеры 13 крепится ко всасывающему воздушному патрубку карбюратора. Приспособление для подачи воды состоит из особой дозирующей системы трубок и жиклеров, которая устроена так, что вода начинает подаваться при средних нагрузках двигателя. На полном дросселе подача воды имеет наибольшее значение, а при нагрузках меньших 50% и на холостом ходу прекращается полностью. Впрыск воды происходит по каналу 28 через соединительную трубку (не указанную на фиг. 17) прямо во всасывающую трубу двигателя.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ДОПОЛНЕНИЯ

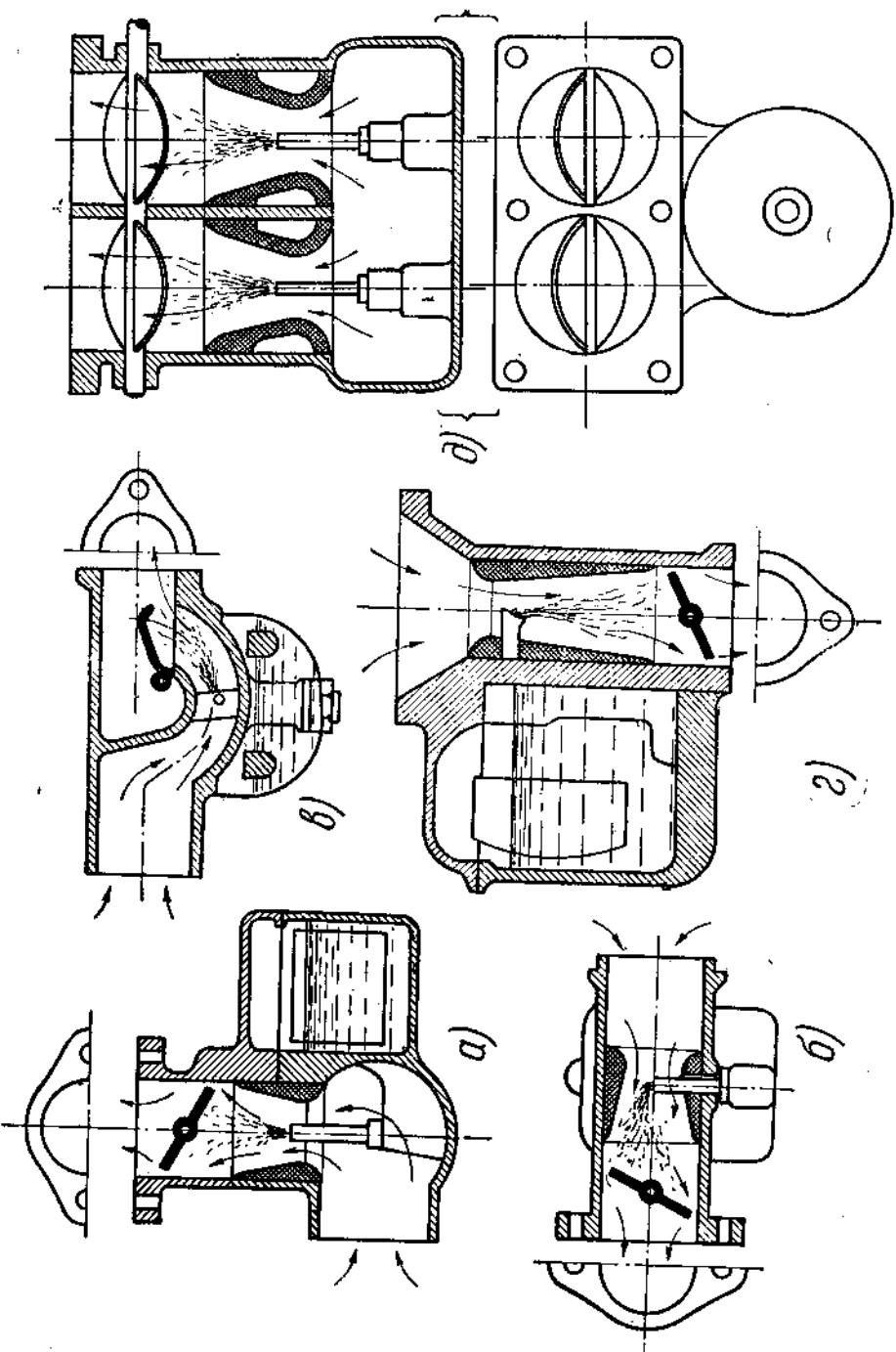
§ 33. Расположение карбюраторов на двигателе

В зависимости от направления движения воздушного потока в диффузоре карбюратора и от количества диффузоров, карбюраторы разделяются на следующие характерные типы (фиг. 126, где движение воздушного потока указано стрелками): „вертикальный“ тип карбюратора, здесь диффузор расположен вертикально и воздух в нем движется снизу вверх (фиг. 126 а); „горизонтальный“ тип карбюратора, с одним диффузором, здесь диффузор расположен горизонтально и воздушный поток в нем движется в горизонтальном направлении (фиг. 126 б); бездиффузорный горизонтальный тип карбюратора; здесь карбюратор не имеет „диффузора“ в общепринятом смысле слова, т. е. не имеет специального сужения в виде двух усеченных конусов, соединенных вершинами; воздушный же поток при входе и выходе из карбюратора и у топливных форсунок движется в горизонтальном направлении (фиг. 126 в); „перевернутый“ карбюратор или карбюратор с „оборотным потоком“ (фиг. 126 г). Этот карбюратор крепится по всасывающей трубе своим нижним фланцем, а воздух в диффузоре движется сверху вниз. „Сдвоенный“ вертикальный карбюратор (фиг. 126 д). Здесь воздушный поток движется по двум одинаковым каналам. Каждый канал представляет собою как бы отдельный карбюратор. У таких карбюраторов или бывает общая поплавковая камера, работающая на обе половины, или же их бывает две: по одной на каждую половину карбюратора. Некоторые авиационные карбюраторы делаются „строеного типа“.

Подобное разнообразие типов вызывается требованием расположения карбюраторов на двигателе.

На фиг. 127, 128 и 129 даны типичные схемы расположения карбюраторов на двигателе. Здесь направление движения воздуха показано стрелками, а карбюраторы обозначены буквой А.

На фиг. 127 а и б даны схемы расположения горизонтального карбюратора на одноцилиндровом двигателе мотоциклетного типа. В четырехтактном двигателе карбюратор крепится непосредственно ко всасывающему патрубку головки цилиндра (схема а), а в двухтактном ко всасывающему патрубку продувочного насоса (таковым на схеме б является кривошипная камера).

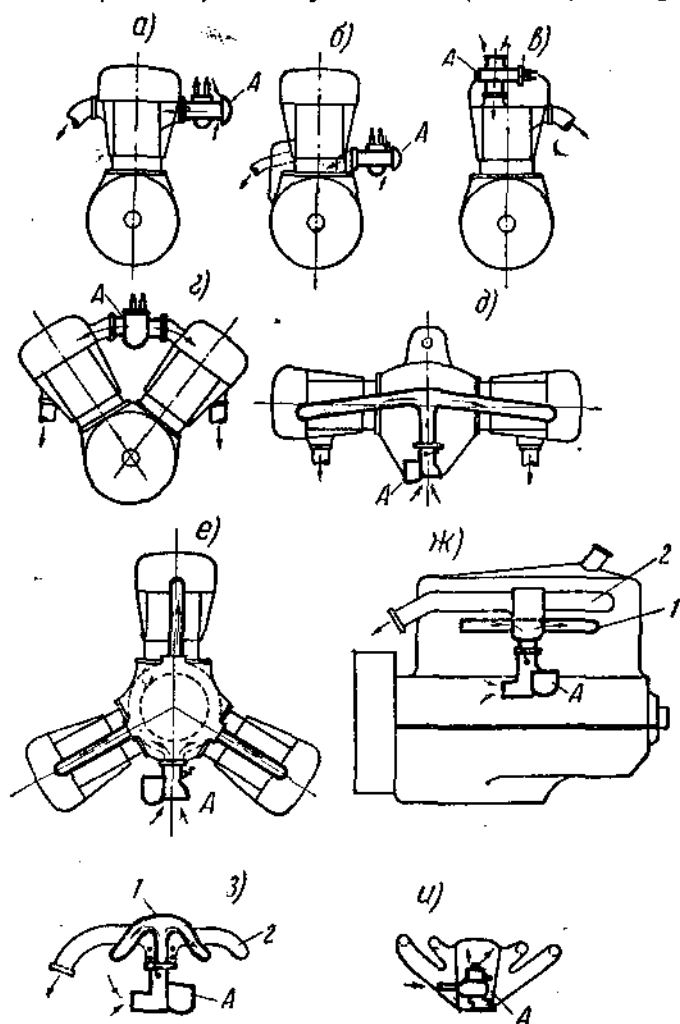


Фиг. 126. Типы карбюраторов в зависимости от формы воздушного потока.

а — вертикальный тип карбюратора; б — горизонтальный бездиффузорный тип карбюратора; а — перевернутый тип карбюратора или карбюратор с обратным потоком; б — двохвостный вертикальный тип карбюратора.

На фиг. 127 б дан случай применения карбюратора с „обратным“ потоком на новейшем одноцилиндровом мотоциклетном двигателе (типа Жап завода Эксельсиор). Здесь карбюратор крепится непосредственно сверху головки цилиндра.

На фиг. 127 г и д даны типичные схемы расположения карбюраторов на двухцилиндровых двигателях с расположением цилиндров в виде V (схема г) и под углом 180° (схема д). В первом случае



Фиг. 127. Типичные схемы расположения карбюраторов на двигателях.

горизонтальный карбюратор непосредственно или при помощи коротких патрубков крепится ко всасывающим патрубкам головок цилиндров, а во втором — применен один вертикальный карбюратор, соединенный с цилиндром длинной всасывающей трубой. В некоторых случаях при расположении карбюратора по схеме г

пульсации при всасывании цилиндрами складываются очень неблагоприятно и на некоторых режимах сильно нарушают работу карбюратора, что отражается на экономичности и мощности двигателя. Недостатком же расположения карбюратора по схеме *д* является наличие длинной всасывающей трубы, которая ухудшает приемистость двигателя.

Ввиду этого для уменьшения вредного влияния пульсаций и для улучшения распределения смеси по цилиндрам, и увеличения приемистости двигателя в некоторых случаях ставят два карбюратора по одному на каждый цилиндр и крепят их непосредственно ко всасывающим патрубкам цилиндров.

На фиг. 127 *е* дана типичная схема расположения карбюратора на звездообразном трехцилиндровом двигателе. Здесь в большинстве случаев вертикальный карбюратор крепится ко всасывающему коллектору, установленному в крышке картера, и через промежуточные всасывающие трубы подает смесь во всасывающие патрубки цилиндров.

На фиг. 127 *ж* и *з* даны типичные схемы расположения однодиффузорного карбюратора на четырехцилиндровом (схема *з* тип ГАЗ) и шестицилиндровом (схема *ж* тип ЗИС) автодвигателе. Обе схемы отличаются лишь формой всасывающей трубы и характерны расположением всасывающей 1 и выхлопной 2 труб в непосредственной близости одна к другой, так что всасывающая труба получает обогрев от выхлопной трубы путем соприкосновения с нею и отчасти лучеиспусканием.

На фиг. 127 *и* дана схема расположения карбюратора на керосиновом тракторном двигателе (тип *Формат*). Здесь всасывающая труба отлита заодно с выхлопной, так что выхлопные газы омывают снаружи стенки всасывающей трубы, образуя так называемый испаритель.

Для улучшения распределения смеси по цилиндрам в многоцилиндровых двигателях обычно применяют или несколько карбюраторов или же вдвоенные карбюраторы.

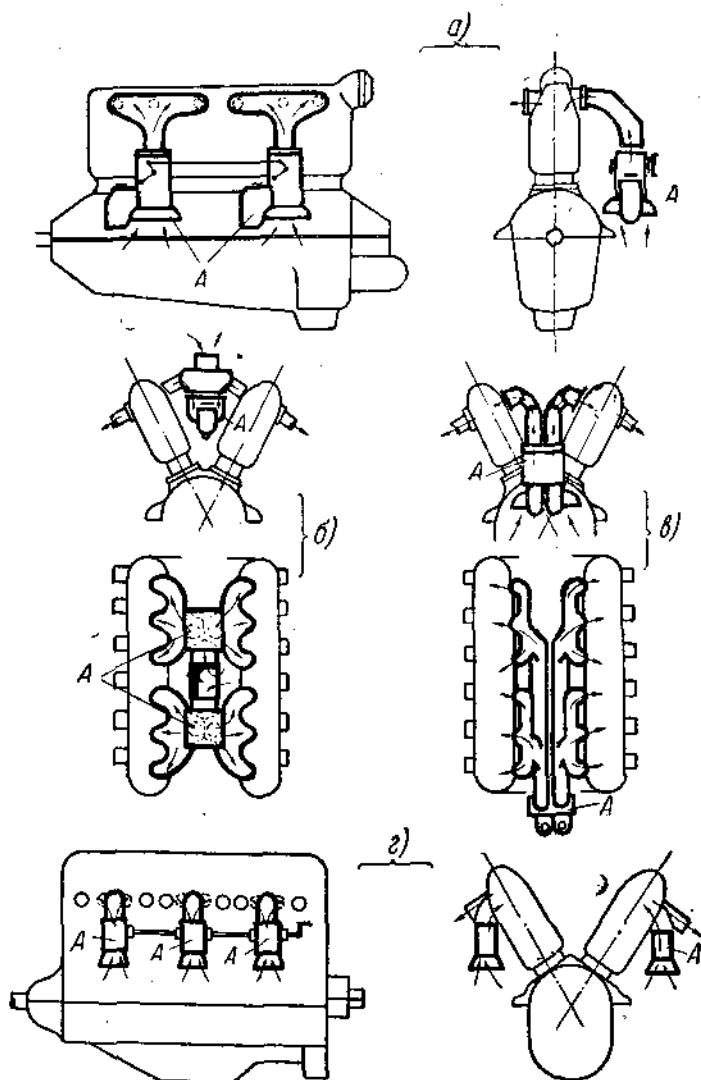
На фиг. 128 *а* дана схема расположения двух однодиффузорных вертикальных авиакарбюраторов на шестицилиндровом двигателе (тип BMW).

Каждый карбюратор питает три цилиндра мотора. Дроссельные заслонки и высотные корректоры обоих карбюраторов связаны между собою тягами.

Эта схема несколько сложнее, чем схема автодвигателя (фиг. 127 *ж*), но дает лучшее распределение смеси по цилиндрам. На фиг. 128 *б* дана схема установки двух вдвоенных вертикальных авиакарбюраторов с расположением внутри V. Здесь каждая половина карбюратора питает смесью три цилиндра двигателя. Дроссельные заслонки и высотные корректоры связаны тягами.

Фиг. 128 *в* дает другой тип установки одного вертикального вдвоенного авиакарбюратора с расположением вне блоков цилиндров. Каждая половина карбюратора питает смесью один шестицилиндровый блок мотора. Всасывающие трубы от карбюратора подают смесь ко всасывающим коллекторам, из которых каждый питает три цилиндра.

На фиг. 128г дана схема расположения шести вертикальных однодиффузорных карбюраторов снаружи блоков 12-цилиндрового авиадвигателя (тип Испано). Каждый карбюратор питает два соседних цилиндра. Дроссельные заслонки и высотные корректоры связаны тягами. Эта схема дает хорошее распределение смеси по



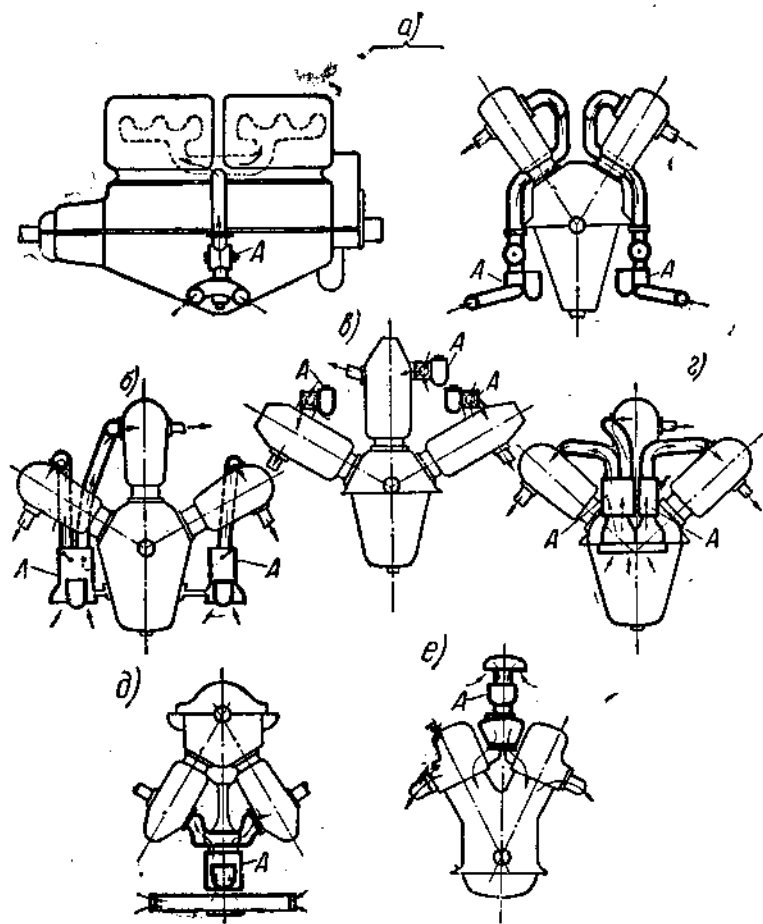
Фиг. 128. Типичные схемы расположения карбюраторов на двигателях.

цилиндрам, но осложняет „синхронизацию“ карбюраторов при регулировке ввиду большого их количества.

На фиг. 129а дан не совсем удачный тип расположения двух однодиффузорных вертикальных карбюраторов по бокам 12 ци-

линдрового авиадвигателя (тип Рольс-Ройс „Игл IX“). Здесь для прохода всасывающих труб ко всасывающим коллекторам, расположенным внутри V, использованы промежутки между блоками цилиндров. Низкое расположение карбюраторов и большая длина труб ухудшают приемистость и экономичность двигателя.

На фиг. 129 б, в и г даны схемы расположения карбюраторов на W-образных 12-цилиндровых авиадвигателях.



Фиг. 129. Типичные схемы расположения карбюраторов на двигателях.

На фиг. 129 б дана схема расположения двух вертикальных карбюраторов одноподфузорного и двоянного на восьмицилиндровом W-образном авиадвигателе (тип Лорен-Дитрих 12Е). Карбюраторы расположены по бокам мотора, всасывающие же трубы проходят в промежутках между крайними блоками (по два цилиндра в блоке) и питают каждая один коллектор, обслуживающий четыре цилиндра.

На фиг. 129 в дана схема установки трех горизонтальных карбю-

раторов, расположенных по концам всасывающих труб 12-цилиндрового W-образного авиадвигателя (тип Испано-Сюиза 12 G).

На фиг. 129^г дана схема установки двух вертикальных карбюраторов, вынесенных за блоки цилиндров W-образного 12-цилиндрового авиадвигателя (тип Лорен-Дитрих). Один карбюратор двоянный обслуживает левый и средний блок, а другой одноцилиндровый — обслуживает правый блок.

На фиг. 129^д дана схема расположения двух двоянных вертикальных карбюраторов на 12-цилиндровом „перевернутом“ авиадвигателе (тип Паккард.).

На фиг. 129^е дана схема расположения карбюратора с обратным потоком на V-образном авиадвигателе перевернутого типа (тип Морман). В этом случае карбюраторы крепятся сверху всасывающей трубы.

Применение „перевернутых“ карбюраторов в настоящее время начинает получать широкое распространение как на авиа-, так и на авиадвигателях.

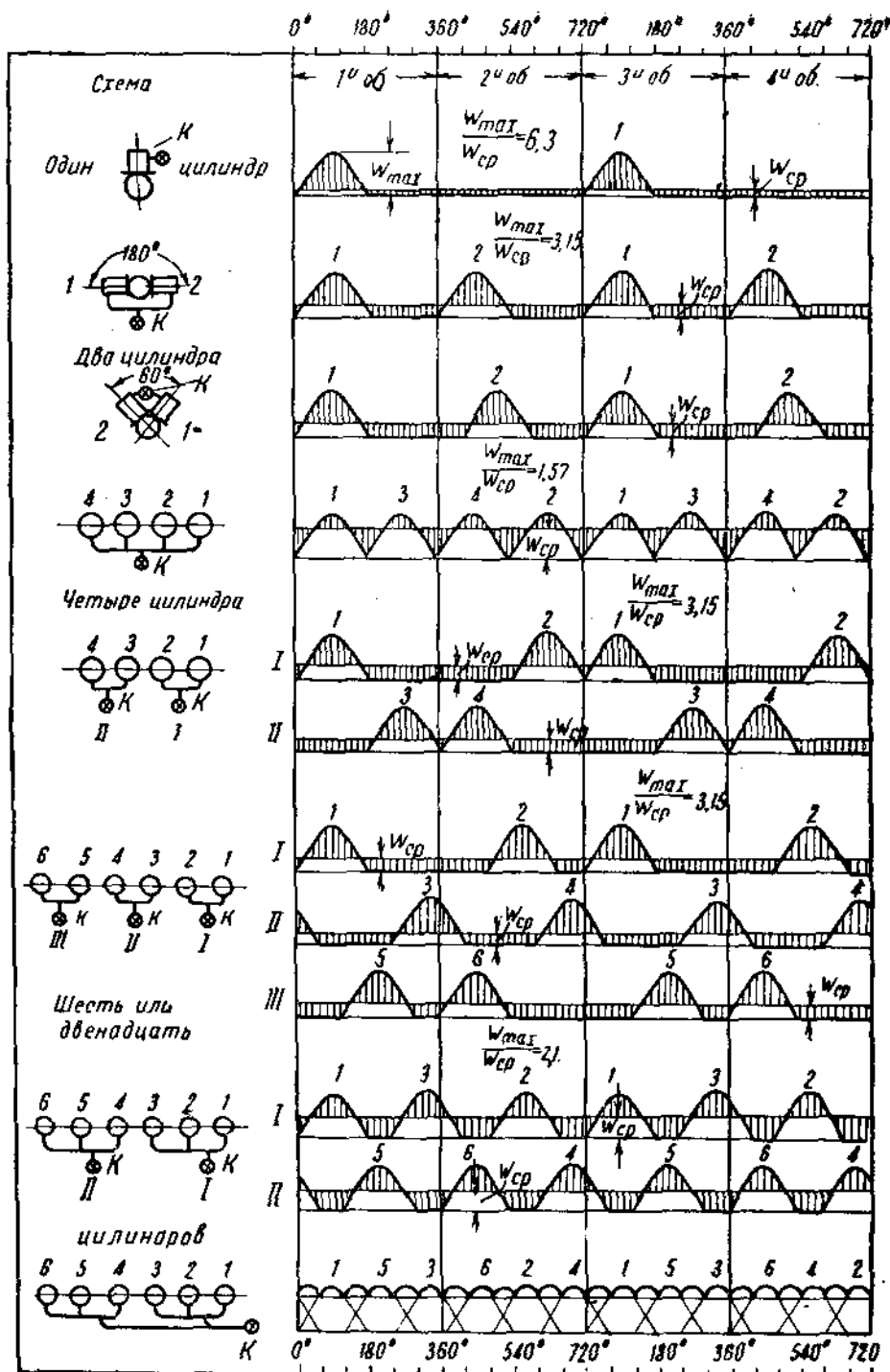
При установке авиакарбюраторов между блоками воздух к карбюраторам подводится специальными „всасывающими поросятами“, а на всасывающих трубах и коллекторах для улучшения испарения топлива и для более равномерного распределения по цилиндрам обычно делаются рубашки для подогрева горячей водой или маслом, а иногда и выхлопными газами.

§ 34. Влияние пульсаций на работу карбюратора

При работе карбюратора на одноцилиндровом четырехтактном двигателе, при всасывающем ходе поршня, создается разрежение. Это разрежение через открытый всасывающий клапан передается во всасывающую трубу двигателя и сообщает скорость воздуху в карбюраторе. Чем быстрее движение поршня, тем больше скорость воздуха в карбюраторе. По окончании всасывающего хода, всасывающий клапан закрывается и при последующем вращении кривошипа в цилиндре двигателя осуществляются последовательно: ход сжатия, рабочий ход и ход выхлопа. В это время (считая от начала всасывания) кривошип повернется на четыре полуоборота, т. е. на 720° ; после чего всасывающий клапан снова открывается, снова начинается ход всасывания, и весь процесс повторяется. В промежутке между всасывающими ходами поршня разрежение во всасывающей трубе, а вместе с ним и скорость воздуха в карбюраторе падают. Во время последующего хода всасывания во всасывающей трубе двигателя снова возникает разрежение, и воздух в карбюраторе снова приобретает скорость.

Таким образом при работе карбюратора на одноцилиндровом четырехтактном двигателе воздух в карбюраторе приобретает скорость во время всасывающего хода поршня в течение одного полуоборота кривошипа. Во время последующих трех полуоборотов воздух через карбюратор не просасывается. Такой периодический поток воздуха в карбюраторе называется пульсирующим.

Точный анализ явлений пульсаций весьма сложен и, кроме того, в настоящее время нет еще достаточно надежных и точных теорий.



Фиг. 130. Схема пульсаций.

Между тем для правильного представления о работе карбюратора на двигателе необходимо иметь представление о характере пульсирующего потока в разных условиях работы и о том эффекте, который он оказывает на работу карбюратора. Характер пульсирующего потока в многоцилиндровых двигателях обусловлен скоростями поршней при всасывании ими воздуха и зависит как от числа цилиндров, от расположения карбюратора на двигателе, так и от порядка зажигания, так как всасывание цилиндрами происходит в последовательности порядка зажигания.

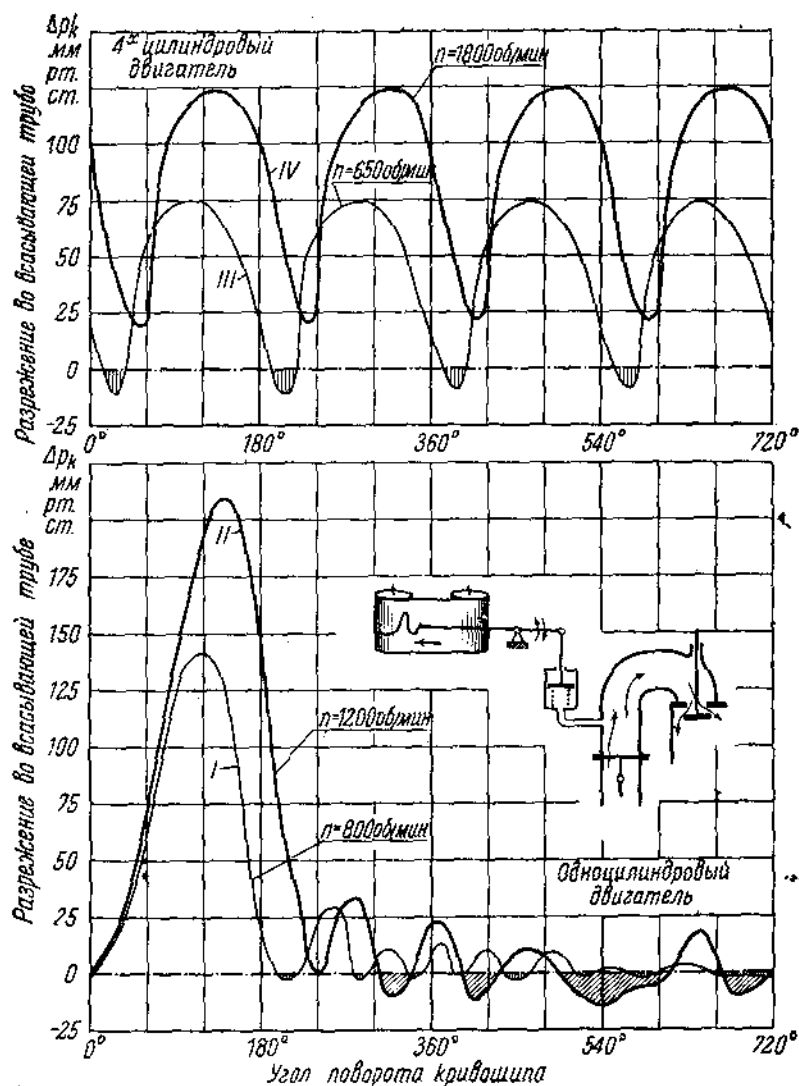
На фиг. 130 дана диаграмма, характеризующая пульсации потока в типичных случаях расположения карбюраторов на двигателях.

В левом столбце диаграммы даны схемы расположения карбюраторов на двигателе, причем карбюраторы обозначены буквой *K*. Для каждой схемы в правой части фигуры даны соответствующие диаграммы пульсирующего потока в карбюраторе. При расположении на двигателе двух или трех карбюраторов диаграммы пульсаций даны для каждого карбюратора. На диаграммах пульсаций по абсциссам отложены углы поворота кривошипа в градусах в течение двух рабочих циклов четырехтактного двигателя, т. е. при повороте на восемь полуоборотов коленчатого вала (первый рабочий цикл — два оборота от 0 до 720° ; второй — два оборота от 720 до 720°). По ординатам отложены действительные скорости тех поршней, которые просасывают воздух через данный карбюратор в порядке чередования зажигания. Номера цилиндров отмечены одинаковыми цифрами на схемах расположения и на соответствующих диаграммах пульсаций.

Рассматривая диаграмму, можно заметить следующее. В одноцилиндровом двигателе пульсации чередуются через одинаковые промежутки по 720° поворота кривошипа. В двухцилиндровых двигателях пульсации в два раза чаще. При расположении цилиндров под углом 180° пульсации следуют через равномерные промежутки в 360° , в то время как при расположении под углом 60° они не равномерны: между цилиндрами *I* и *2* — через 420° , а между цилиндрами *2* и *3* — через 300° . При расположении одного карбюратора на четырехцилиндровом двигателе пульсации следуют одна за другою непрерывно через каждые 180° , в то время как при установке двух карбюраторов на том же двигателе они следуют с перерывами и неравномерно, причем характер чередования пульсаций в обоих карбюраторах *I* и *II* — одинаков. На шестицилиндровом двигателе могут быть установлены три, два или один карбюратор. При расположении одного карбюратора пульсации равномерно следуют одна за другой через каждые 120° поворота кривошипа, налагаясь друг на друга. При расположении двух карбюраторов пульсации в обоих карбюраторах *I* и *II* тоже следуют через равномерные промежутки по 240° поворота кривошипа. При расположении трех карбюраторов пульсации в карбюраторах *I* и *III* имеют одинаковый характер, чередуясь через 480° и через 240° , в то время как в карбюраторе *II* они следуют равномерно через каждые 240° . Таким образом в этом случае средний карбюратор *II* находится в иных условиях пульсаций, чем крайние карбюраторы *I* и *III*.

Приведенные диаграммы скоростей поршня при всасывании воздуха через карбюратор вызывают соответствующие изменения разрежений во всасывающей трубе двигателя.

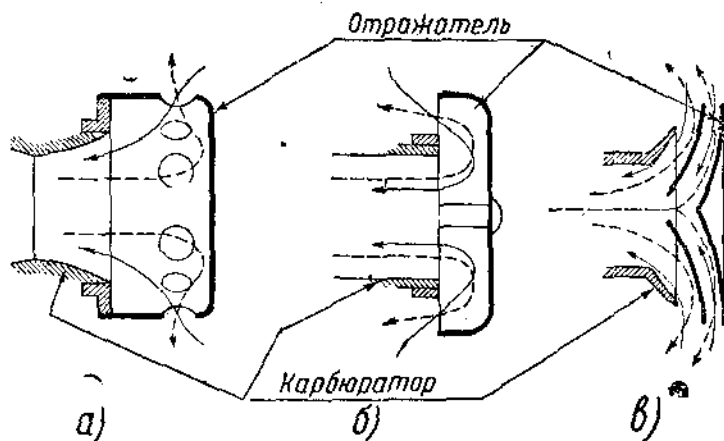
На фиг. 131 даны диаграммы изменения разрежений во всасывающей трубе одноцилиндрового и четырехцилиндрового двига-



Фиг. 131. Диаграмма изменения разрежений во всасывающей трубе одноцилиндрового и четырехцилиндрового двигателей.

телей (по данным Джордж и Ватсона), заснятые индикатором при работе на низких и высоких оборотах. Здесь по абсциссам отложены углы поворота кривошипа, а по ординатам — соответствующие разрежения во всасывающей трубе. Как видно, в обоих

случаях характер кривых изменения разрежения в одноцилиндровом и четырехцилиндровом двигателях напоминает характер изменения скоростей поршня при всасывании, приведенный на фиг. 130 для соответствующего расположения карбюраторов на двигателе. При более внимательном анализе кривых фиг. 131 можно заметить влияние инерции столба газов во всасывающей трубе двигателя. Это влияние выражается тем, что, во-первых, кривые разрежений сдвинуты вправо относительно скоростей, приведенных на фиг. 130, и это запаздывание усиливается с увеличением оборотов, а во-вторых, тем, что с прекращением всасывания образуются колебания газов во всасывающей трубе, особенно заметные при работе одноцилиндрового двигателя. Эти колебания газов периодически умень-



Фиг. 132. Схема типичных отражателей мотоциклетных карбюраторов.

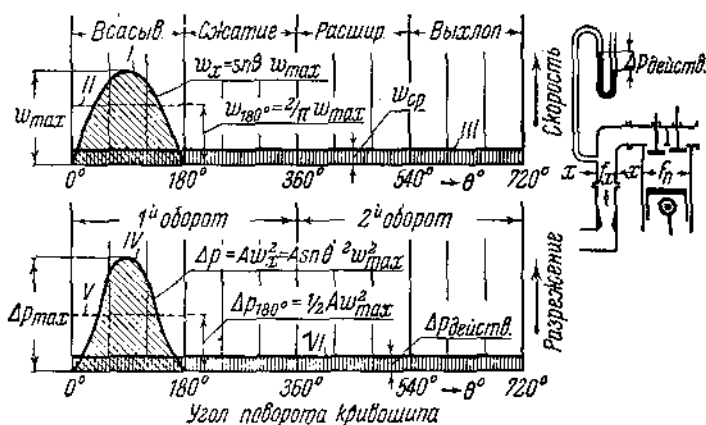
шают разрежения настолько, что вместо разрежений во всасывающей трубе образуются избыточные давления. На фиг. 131 участки кривых, при которых в трубе образуются избыточные давления, заштрихованы.

Ввиду подобного характера колебаний в некоторые моменты работы двигателя через карбюратор протекают обратные потоки газа от цилиндра через диффузор в окружающее пространство. Эти обратные потоки выбрасывают из карбюратора брызги топлива, так что при работе на одноцилиндровых или двухцилиндровых двигателях в некоторых случаях перед карбюратором образуется облако из мельчайших капелек воздуха. Подобное явление служит причиной перерасхода топлива. Во избежание потерь топлива перед карбюраторами одно-или двухцилиндровых двигателей, если нет воздухоочистителя, обычно устанавливают специальные отражатели. Принцип действия таких отражателей понятен из схемы фиг. 132 (схема а — тип Козет, схема б — тип Солекс, схема в — тип Боуден); на этой фигуре направление движения воздуха при входе в карбюратор в период всасывания показано сплошными стрелками, а направление обратного движения смеси в период колебания

показано пунктиром. При обратном движении смеси капельки топлива осаждаются на стенках отражателя и при последующем всасывании испаряются и уносятся засасываемым в карбюратор воздухом. Это повышает экономичность карбюратора.

Другой эффект, который оказывают пульсации на работу карбюратора, заключается в том, что при работе карбюратора на 1, 2, 3 и 4 цилиндрах разрежение за карбюратором, измеряемое жидкостным манометром, получается выше, чем при том же расходе воздуха, но при непрерывном потоке, при отсутствии пульсаций.

Не вдаваясь в теорию этого вопроса, можно сделать упрощенные вычисления, иллюстрирующие указанное влияние пульсаций на увеличение разрежений в карбюраторе. Эти вычисления не могут служить для количественной оценки явления, но вполне иллюстрируют общий характер влияния пульсаций.



Фиг. 133.

Скорость поршня C , соответствующая любому углу θ поворота кривошипа в период всасывания, вычисляется по известной формуле:

$$C = v \cdot \sin \theta (1 + \lambda \cos \theta), \quad (4)$$

где

$\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L ;

$v = R\omega = \frac{R\pi n}{30}$ — окружная скорость кривошипа в м/сек ($\omega = \frac{\pi n}{30}$ —

угловая скорость; n — число об/мин.).

Фактор $(1 + \lambda \cos \theta)$ учитывает влияние отклонения шатуна от оси цилиндра. В рассматриваемом случае для упрощения выкладок можно пренебрегать влиянием отклонения шатуна и считать отношение λ равным нулю. В этом случае изменение скорости поршня

будет происходить точно по синусоиде с амплитудой отклонения равной окружной скорости кривошипа:

$$C \approx v \sin \theta. \quad (48'')$$

Если теперь пренебречь влиянием действия всасывающего клапана в период всасывания, влиянием инерции и расширяемости столба газов во всасывающей трубе и сопротивлениями при просасывании, то скорость газов w_x в любом поперечном сечении $X-X$ всасывающей системы (фиг. 133) будет в отношении F_n/f_x больше скорости поршня:

$$w_x = C \frac{F_n}{f} = v \cdot \sin \theta \cdot \frac{F_n}{f} = \sin \theta \cdot w_{\max}. \quad (49)$$

Изменение этой скорости газов во всасывающей трубе на фиг. 136 дано кривою I . Средняя скорость газов w_{180° в период всасывания (от $\theta = 0^\circ$ до $\theta = 180^\circ$) может быть вычислена по площади, ограниченной кривою и абсциссой:

$$w_{180^\circ} = \frac{2}{\pi} w_{\max}$$

(см. прямую II).

В течение последующих трех полуоборотов всасывания не происходят. Чтобы при непрерывном всасывании в течение всех четырех полуоборотов коленчатого вала был засосан тот же объем воздуха, который был засосан со скоростью w_{180° в течение периода всасывания, нужно, чтобы средняя скорость w_{cp} при непрерывном всасывании была в 4 раза меньше, чем средняя скорость w_{180° , т. е.

$$w_{cp} = \frac{w_{180^\circ}}{4} = \frac{1}{2\pi} w_{\max} \quad (49')$$

(см. прямую III).

При непрерывном потоке (при наличии приведенных выше предположений) разрежение будет соответствовать этой средней скорости и выразится соотношением:

$$\Delta p_{cp} = \frac{w_{cp}^2 \gamma_0}{2g}, \quad (50')$$

или обозначая $\frac{\gamma_0}{2g} = A$ и подставляя соответствующее значение скорости w_{cp} из ур. (49'), можно написать:

$$\Delta p_{cp} = A \frac{1}{(2\pi)^2} w_{\max}^2. \quad (50)$$

Действительное разрежение Δp_x обуславливается величиною действительной скорости w_x газов при всасывании (см. кривую IV).

Среднее разрежение в период всасывания определится по площади кривой IV фиг. 133:

$$\Delta p_{180^\circ} = \frac{1}{2} A w_{\max}^2, \quad (51')$$

(см. прямую V).

Если отнести это разрежение ко времени всех четырех полуоборотов кривошипа, то величина разрежения будет в 4 раза меньше, чем Δp_{180° :

$$\Delta p_{действ.} = \frac{\Delta p_{180^\circ}}{4} = \frac{1}{8} A w_{\max}^2 \quad (51)$$

(см. прямую VI).

Полученное таким образом среднее разрежение $\Delta p_{действ.}$, которое условно названо „действительным“, больше чем разрежение $\Delta p_{ср.}$, вычисленное по величине средней скорости $w_{ср.}$. Для сравнения обоих разрежений можно взять их отношение:

$$\frac{\Delta p_{действ.}}{\Delta p_{ср.}} = \frac{A w_{\max}^2 / (2\pi)^2}{8 \cdot A w_{ср.}^2} = \frac{\pi^2}{2}, \quad (52)$$

т. е. разрежение при пульсирующем потоке одноцилиндрового двигателя получается большее, чем при этом же расходе воздуха, но при непрерывном потоке.

Чем больше количество цилиндров просасывает воздух через карбюратор, тем „чаще“ следуют пульсации, тем меньше отношение $\frac{w_{\max}}{w_{ср.}}$ максимальной скорости к средней и тем меньше увеличение разрежения за счет пульсаций. При работе карбюратора на одноцилиндровом двигателе, как было разобрано выше, отношение разрежений равно $\frac{\pi^2}{2}$ при $w_{ср.} = \frac{1}{2\pi} w_{\max}$, т. е. при отношении скоростей $\frac{w_{\max}}{w_{ср.}} = 2\pi$.

Вычисление по разобранному выше способу для условий работы карбюратора на два цилиндра дает отношение $\Delta p_{действ.} / \Delta p_{ср.} = \frac{\pi^2}{4}$ при отношении $\frac{w_{\max}}{w_{ср.}} = \pi$. Для работы карбюратора на три цилиндра

$$\Delta p_{действ.} / \Delta p_{ср.} = \frac{\pi^2}{6}$$

при

$$\frac{w_{\max}}{w_{ср.}} = \frac{2}{3} \pi.$$

При работе на четыре цилиндра

$$\Delta p_{действ.} / \Delta p_{ср.} = \frac{\pi^2}{8}$$

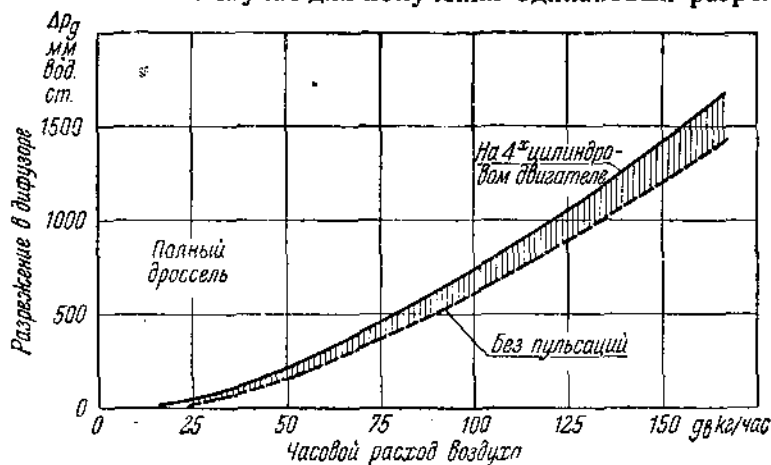
и

$$\frac{w_{\max}}{w_{ср.}} = \frac{\pi}{2}.$$

На фиг. 130 нанесены горизонтальные прямые, соответствующие значениям средних скоростей, и отмеченные отношения $w_{\max} / w_{ср.}$ при работе карбюратора при разном количестве цилиндров.

На фиг. 134 приведены опытные кривые влияния пульсаций четырехцилиндрового двигателя на разрежение в диффузоре карбюратора, при работе на полном дросселе при разных оборотах

двигателя. Как видно, разрежение вследствие пульсаций в среднем от 1,16 до 1,24 раз больше, чем разрежение без пульсаций, что в данном случае довольно близко подходит к величине $\frac{\pi^2}{8} = 1,23$, полученной путем приведенного выше упрощенного подсчета. Во избежание излишнего увеличения разрежений в карбюраторе и во всасывающей трубе двигателя (что вызовет уменьшение коэффициента наполнения и мощности двигателя) при установке карбюратора на двигатель учитывается влияние пульсаций на разрежение. Без учета влияний пульсаций площадь проходных сечений канала главного воздушного потока карбюраторов при одном и том же объеме цилиндра — и числе оборотов двигателя — следовало бы делать тем меньше, чем меньше число цилиндров двигателя, так как в этом случае для получения одинаковых разрежений

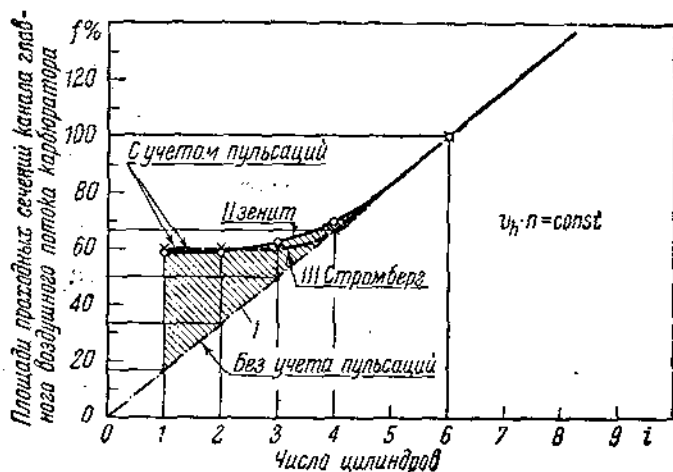


Фиг. 134. Влияние пульсаций на разрежение в карбюраторе.

площади проходных сечений должны изменяться пропорционально расходу воздуха (см. прямую I фиг. 135). В действительности при уменьшении числа цилиндров усиливается влияние пульсаций, и потому проходные сечения карбюратора должны уменьшаться медленнее, чем число цилиндров.

На фиг. 135 даны кривые изменения площади проходных сечений канала карбюратора с уменьшением числа цилиндров при неизменном числе оборотов двигателя и размерах каждого цилиндра. При шести цилиндрах площадь карбюратора принята за 100%. Прямая I соответствует необходимому изменению площади при отсутствии пульсаций. Кривые II и III соответствуют действительному изменению площади сечений карбюраторов фирмы Зенит и Стромберг. Как видно, фирма Стромберг на двигателях с двумя и тремя цилиндрами ставит карбюраторы одинаковых размеров, а для четырех и более цилиндров площадь карбюратора увеличивается прямо пропорционально числу цилиндров. Фирма Зенит для одного и двух цилиндров применяет карбюраторы одинаковых размеров, а для трех и четырех цилиндров она применяет несколько

увеличенные размеры. Например, чтобы вместо одного карбюратора, работающего на шестицилиндровом двигателе, поставить три таких же карбюратора (см. схемы фиг. 130), работающих каждый на два цилиндра, то без учета влияния пульсаций следовало бы эти карбюраторы взять таких размеров, чтобы площадь сечения смесительной камеры и диффузора в них была в три раза меньше, чем у карбюратора, работающего на шесть цилиндров (см. прямую I фиг. 135). Между тем, принимая во внимание увеличение разрежений из-за пульсаций, эти карбюраторы должны иметь размеры, равные 60% от размера того карбюратора который работал на шесть цилиндров.



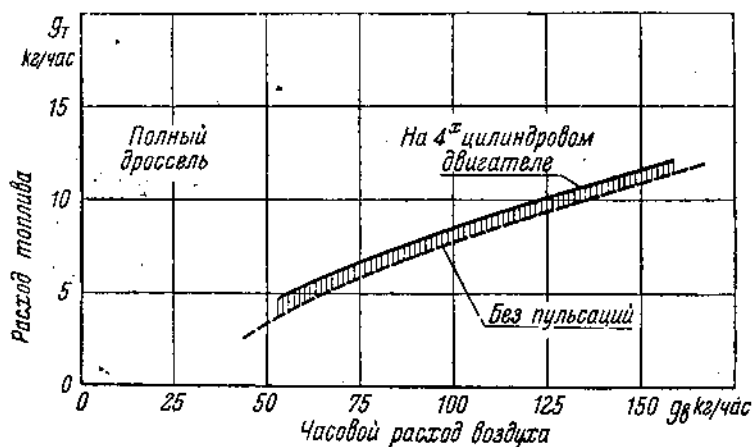
Фиг. 135. Выбор размеров проходных сечений канала главного воздушного потока карбюраторов с учетом пульсаций в зависимости от числа цилиндров.

Третий эффект, который оказывают пульсации на работу карбюратора, заключается в том, что при работе на полном дросселе, при наличии пульсаций, карбюратор дает более богатую смесь, чем при тех же расходах воздуха, но при непрерывном потоке. При работе в условиях пульсирующего потока в моменты возрастания скорости воздуха в карбюраторе расход топлива, обладающий большей инерцией, не успевает возрастать пропорционально возрастанию расхода воздуха, и смесь обедняется. Обратно: при уменьшении скорости воздуха в карбюраторе расход топлива убывает медленнее, чем расход воздуха, и смесь обогащается. Таким образом обеднение смеси в начале периодов всасывания компенсируется обогащением смеси в конце периодов всасывания и смесь должна была бы оставаться постоянной.

Между тем опыт показывает, что при наличии пульсаций карбюратор обогащает смесь.

На фиг. 136 приведена диаграмма влияния пульсаций на расход топлива в карбюраторе при работе на четырехцилиндровом двигателе на полном дросселе при разных оборотах двигателя. Подобное обогащение смеси карбюратором объясняется следующим образом.

При анализе работы жиклера простейшего карбюратора в условиях непрерывного потока выше было выяснено, что в таком карбюраторе при увеличении расхода воздуха или при увеличении разрежения в диффузоре смесь обогащается. Так как при работе в условиях пульсирующего потока средние разрежения в карбюраторе получаются выше, чем разрежения и соответствующие скорости непрерывного потока при тех же расходах воздуха, то элементарный карбюратор должен давать более богатую смесь в условиях пульсирующего потока, чем при потоке без пульсаций. Для получения надлежащего изменения состава смеси при изменениях разрежений в диффузоре, как было выяснено, в современных карбюраторах применяются три основных метода: метод Кребса с клапаном впуска добавочного воздуха, метод Зенит с добавоч-



Фиг. 136. Влияние пульсаций на расход топлива.

ным компенсаторным жиклером и метод пневматического торможения. При условиях установившегося непрерывного потока эти устройства работают так, как это было разобрано выше, и дают надлежащую дозировку смеси.

При разборе ускорительных устройств карбюраторов было указано, что при помощи объема топлива в компенсаторном колодце карбюратором Зенит, при помощи объема резервного топлива в карбюраторах с пневматическим торможением и при помощи инерции клапана впуска добавочного воздуха в моменты резкого открытия дросселя при ускорении двигателя получается некоторое временное обогащение смеси. При работе в условиях пульсирующего потока эти устройства тоже являются причиной обогащения смеси. Дело в том, что в промежутке между пульсациями объем компенсаторного колодца карбюраторов Зенит и объем резервного топлива карбюраторов с пневматическим торможением топлива заполняется топливом. Во время периодов всасывания накопленное здесь топливо высасывается в диффузор и служит причиной добавочного обогащения смеси за счет пульсаций. Таким образом степень обогащения смеси за счет пульсаций зависит не только

от характера пульсаций, но и от устройства карбюратора. Кроме того, время наполнения компенсаторного колодца и, следовательно, количество накапливаемого в нем топлива будет тем меньше, чем больше обороты двигателя. Поэтому при одном и том же характере пульсаций один и тот же карбюратор будет в различной степени обогащать смесь на больших и на малых оборотах. Кривые фиг. 136 указывают, что при увеличении оборотов двигателя (чем больше расход воздуха, тем выше обороты) процент обогащения смеси уменьшается.

Пульсации особенно сильно сказываются на работе карбюратора при коротких всасывающих трубах и при работе на полном дросселе. При работе на прикрытом дросселе в диффузоре карбюратора устанавливается сравнительно равномерный поток, так как высокая скорость воздуха у дросселя „сглаживает“ пульсации и в диффузоре. Обогащение смеси за счет пульсаций при работе по внешней характеристике может быть легко устранено соответствующим подбором жиклеров карбюратора. Изменение же дроссельной характеристики карбюратора за счет пульсаций напоминает по характеру обогащения смеси экономайзером. Поэтому наличие пульсаций при работе карбюратора делает экономайзер ненужным.

§ 35. Влияние уровня топлива в поплавковой камере на работу карбюратора

При разборе принципов действия дозирующих органов современных карбюраторов предполагалось, что топливо протекает через жиклеры из камеры, в которой уровень топлива автоматически поддерживается на неизменной высоте. Постоянство уровня топлива в камере истечения в большинстве случаев достигается при помощи поплавкового устройства. Однако поплавковые механизмы современных карбюраторов при изменениях их условий работы не в состоянии абсолютно точно сохранять нужный уровень топлива и несколько изменяют его во время работы карбюратора. Кроме того, при изменениях давления в бензопроводе, подводящем топливо к карбюратору, при изменениях удельного веса топлива при разных условиях эксплуатации, а главное, при изменениях наклонов карбюратора при езде по разным дорогам или при полетах с разными наклонами, уровень топлива в поплавковой камере изменяется, что, конечно, отражается на работе карбюратора.

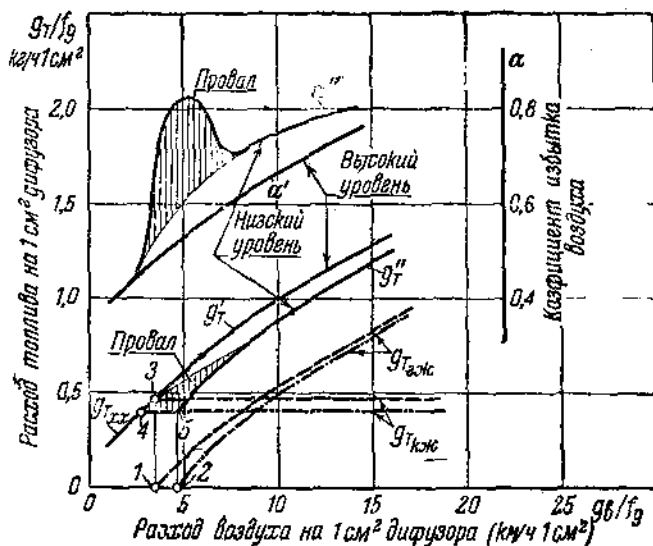
Разбирая уравнение (37) (стр.130), выражающее зависимость коэффициента избытка воздуха α от обуславливающих его факторов, можно заметить, что из всех величин, входящих в уравнение, изменение уровня топлива в поплавковой камере отражается только на члене $K' \Delta h \gamma$, учитывающем разницу уровней топлива в поплавковой камере и в форсунке жиклера.

При работе карбюратора на больших нагрузках двигателя, когда разрежения в диффузоре велики, фактор $K \Delta p_d$ в уравнении (37) оказывает преобладающее значение, и небольшие изменения уровня топлива в поплавковой камере на дозировку смеси не влияют. Например, принимая коэффициенты $K=1$ и $K'=1$, удельный вес топлива $\gamma_1=0,75$, разрежения в диффузоре $\Delta p_d=700$ мм вод. ст.

и изменения уровня топлива в поплавковой камере на 10 мм, т. е. принимая $\Delta h' = 5$ мм и $\Delta h'' = 15$ мм (это довольно значительные отклонения при условии работы карбюратора на двигателе, установленном в горизонтальном положении). Изменение коэффициента избытка воздуха по уравнению (37) может быть выражено следующим

$$\frac{\alpha''}{\alpha'} = \sqrt{\frac{\Delta p_d - \Delta h' \gamma_T}{\Delta p_d - \Delta h'' \gamma_T}} = \sqrt{\frac{700 - 5 \cdot 0,75}{700 - 15 \cdot 0,75}} = 1,005,$$

т. е. изменение состава смеси будет не более 0,5%, что, конечно, не окажет никакого влияния на работу двигателя. Совершенно иное влияние оказывает изменение высоты уровня топлива в поплавковой камере на работу карбюратора при малых нагрузках



Фиг. 137. Влияние уровня топлива на дроссельную характеристику карбюратора.

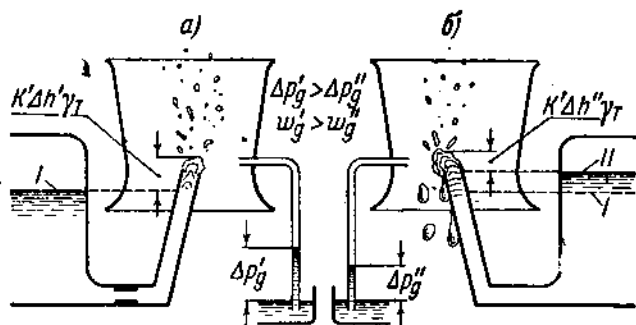
двигателя, когда расход воздуха и разрежение в диффузоре малы. Это особенно сильно сказывается на холостом ходу при работе на малых оборотах. В этом случае при слишком низком уровне топлива в момент перехода от работы карбюратора на устройстве для холостого хода к работе на главное дозирующее устройство очень часто появляется „провал“.

На фиг. 137 дана схематическая диаграмма образования „провала“ на режимах холостого хода авиационного карбюратора типа Зенит вследствие ненормального низкого уровня топлива в поплавковой камере. Эта диаграмма аналогична разобранным выше диаграммам. Здесь по абсциссам отложены часовые расходы воздуха, отнесенные к 1 см² площади сечения горловины диффузора, а по ординатам — соответствующие расходы топлива, а также коэффициенты избытка воздуха.

При высоком уровне топлива в поплавковой камере истечение топлива из главного жиклера начинается в точке 1 и происходит по пунктирной кривой $G_{T, ж}$. Расход же топлива через компенсатор происходит по пунктирной прямой $G_{T, к. ж}$. Общий расход топлива в этом случае идет по плавной кривой G_T . Соответствующее изменение коэффициента избытка воздуха происходит тоже по плавной кривой α' . При низком уровне истечение топлива с главного жиклера начинается позднее в точке 2 и происходит по штрихпунктирной прямой $G_{T, ж}$. Расход топлива через компенсатор уменьшается и происходит по штрихпунктирной $G_{T, к. ж}$. Жиклер холостого хода питается топливом через компенсаторный жиклер. В точке 4 расход топлива через жиклер холостого хода достигает величины расхода топлива через компенсаторный жиклер при пустом компенсаторном колодце, т. е. в точке 4 достигает максимального значения и до точки 5 остается неизменным. Суммарный расход топлива происходит в этом случае по ломаной кривой: $G_{T, x-x}—4—5—G_T$. Такой „провал“ в расходах топлива дает „провал“ в кривой коэффициента избытка воздуха (см. кривую α''). При высоком уровне „провала“ не получалось, так как жиклер холостого хода, имея достаточную подачу топлива через компенсаторный жиклер, продолжал увеличивать расход топлива до точки 3, где вступает в работу главный жиклер.

Правильность дозировки смеси в авиационных карбюраторах проверяется по цвету выхлопа двигателя, и указанные провалы там легко обнаруживаются. Регулировка автомобильных карбюраторов производится со значительно меньшей точностью и указанным провалом большого значения не придается. Излишне высокий уровень топлива в поплавковой камере тоже вызывает нарушение правильности работы карбюратора и выражается появлением течи карбюратора. Течь карбюратора может появиться или вследствие подтекания топлива через неплотности соединений, вызванных дефектами монтажного порядка, или же вследствие неисправности игольчатого клапана поплавкового механизма, который, будучи в закрытом положении, не имеет должной герметичности на стыке седла иглы и пропускает топливо, подведенное под давлением к карбюратору. Вследствие этого через некоторое время пребывания карбюратора под давлением, поплавковая камера переполняется и топливо начинает течь через топливные форсунки. Это очень распространенный дефект карбюраторов и обнаруживается главным образом на неработающем двигателе. Появление течи при вполне исправном поплавковом механизме за счет слишком высокого уровня топлива в поплавковой камере обнаруживается обычно не на неработающем двигателе, а на холостом ходу, на малых оборотах и вновь исчезает при остановке двигателя. На фиг. 138 даны две схемы, поясняющие причины появления течи в карбюраторе вследствие высокого уровня топлива в поплавковой камере. Истечение топлива из жиклера начинается с момента, когда разрежение в диффузоре достигнет величины, необходимой для подъема топлива на высоту топливной форсунки и на „разрыв“ поверхностной пленки топлива. В уравнении (36) (стр. 130) в этот момент выражение $K \Delta p_0$ становится равным величине $K' \Delta h_{\gamma_T}$. При низком

уровне топлива I в поплавковой камере (схема а) высота верхнего конца топливной форсунки над уровнем топлива в поплавковой камере велика, следовательно фактор $K\Delta p'_g$ и разрежение в диффузоре $\Delta p'_g$ велики. При высоком уровне топлива II в поплавковой камере (схема б) истечение начинается при малых разрежениях в диффузоре $\Delta p''_g$. Скорость воздуха увеличивается с увеличением разрежения в диффузоре. Поэтому при низком уровне топлива истечение начинается при скоростях воздуха, достаточных для того, чтобы „разорвать“ вытекающее из жиклеров топливо на капли и унести их во всасывающую трубу двигателя. При высоком уровне топлива истечение топлива начинается при малых скоростях воздуха в диффузоре, когда энергия воздуха недостаточна для того,



Фиг. 138. Схемы, поясняющие появление течи в карбюраторе вследствие высокого уровня топлива.

чтобы во всасывающую трубу двигателя „унести“ все вытекающее топливо. Некоторая доля топлива начинает стекать по наружным стенкам форсунки, крупные капли уже распыленного топлива тоже под действием веса частично падают в нижнюю часть воздушного патрубка, создавая „течь“ карбюратора. Этот дефект довольно часто наблюдается как на автомобильном, так и авиационных карбюраторах. Ввиду изложенного, современный карбюратор должен иметь поплавковый механизм, обеспечивающий надлежащую высоту уровня топлива при работе карбюратора на двигателе.

§ 36. Факторы, обуславливающие высоту уровня топлива в поплавковой камере и у жиклеров при работе карбюратора на двигателе

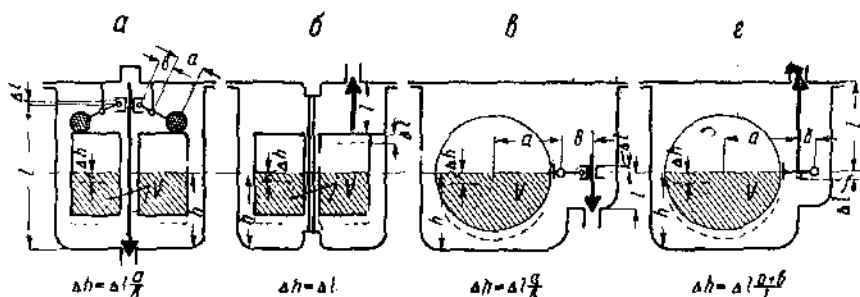
Высота уровня топлива в поплавковой камере и у жиклеров карбюратора на двигателе зависит в основном от следующих трех главных факторов:

- 1) от схемы устройства поплавкового механизма и от пропускной способности игольчатого клапана;
- 2) от формы поплавка и от глубины погружения его в топливо;
- 3) от расположения жиклеров относительно поплавка и от расположения карбюратора на двигателе.

На фиг. 139 даны схемы устройств поплавковых механизмов карбюраторов.

На схемах фиг. 139 высота уровня топлива измеряется высотой h в мм, высота иглы l в мм, объем погруженной части поплавка V в $см^3$.

Путем изменения длины l иглы при неизменном объеме погружения поплавка можно регулировать высоту уровня топлива в камере. Во всех случаях, приведенных на фиг. 139, удлинение иглы на величину Δl вызывает понижение уровня топлива на величину Δh . На схеме б усилие поплавка непосредственно передается на иглу. В остальных же схемах — при помощи простого (схемы в и г) или сложного (схема а) рычажного механизма.



Фиг. 139. Главнейшие схемы устройств поплавковых механизмов.

Соотношение между удлинением иглы на величину Δl и соответствующим изменением высоты уровня топлива на величину Δh выражается так:

$$\left. \begin{aligned} \text{В схеме а: } \Delta h &= \Delta l \frac{a}{b}, \\ \text{В схеме б: } \Delta h &= \Delta l, \\ \text{В схеме в: } \Delta h &= \Delta l \frac{a}{b}, \\ \text{В схеме г: } \Delta h &= \Delta l \frac{a+b}{b}, \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

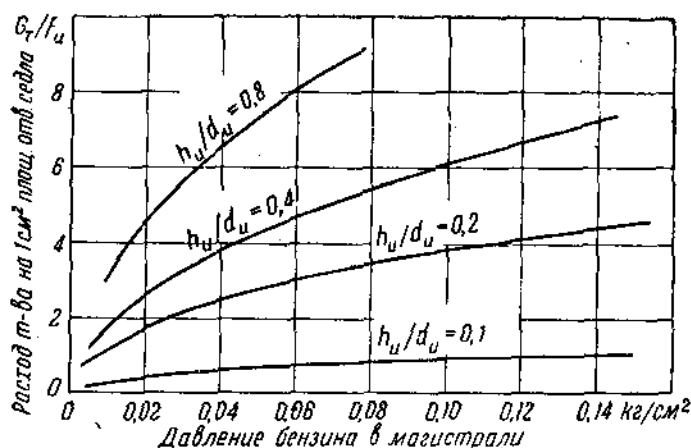
где a и b — соотношение плеч рычага.

Механизмы, работающие по схеме а, имеющие два качающиеся рычажных грузика в современных карбюраторах, ввиду их относительной сложности, вытесняются механизмами с качающимся поплавком типа схемы в или г.

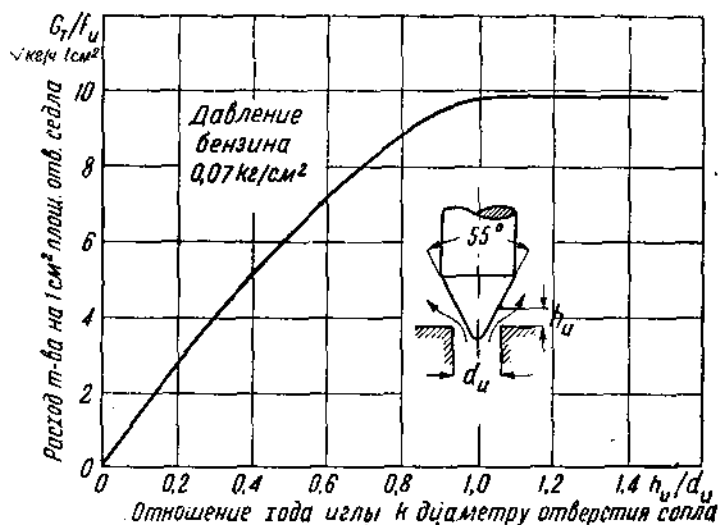
Во время работы карбюратора топливо из поплавковой камеры вытекает через жиклеры. Такое же количество топлива должен пропустить иглычатый клапан из подводящей топливо магистрали. Чем больше топлива должно пройти через иглычатый клапан, тем выше он должен быть поднят над отверстием седла.

На фиг. 140 даны экспериментальные диаграммы, характеризующие пропускную способность иглычатого клапана карбюратора при угле иглы 55° , при разных давлениях топлива в магистрали перед карбюратором и при разных открытиях клапана. Расходы топлива отнесены к 1 см^2 площади проходного отверстия

седла. Приведенные диаграммы указывают, что при постоянном давлении топлива в магистрали игольчатый клапан должен быть открыт тем больше, чем больше расход топлива в карбюраторе, как это указано на фиг. 141. Подъем иглы равносителен ее удлинению.



Фиг. 140. Пропускная способность игольчатого клапана при разных его открытиях (h_u/d_u — отношение хода иглы к диаметру отверстия седла).



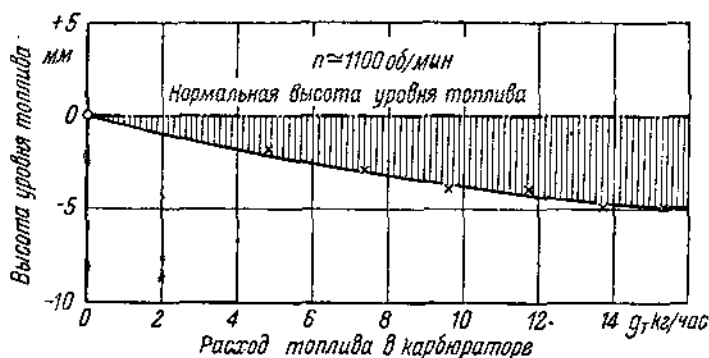
Фиг. 141. Изменение расхода топлива при разных подъемах игольчатого клапана.

нию и на основании соотношений (53) можно сделать заключение, что с увеличением расхода топлива в карбюраторе уровень топлива в поплавковой камере должен опускаться.

На фиг. 142 дана экспериментальная диаграмма изменения высоты уровня топлива в поплавковой камере карбюратора при увеличении

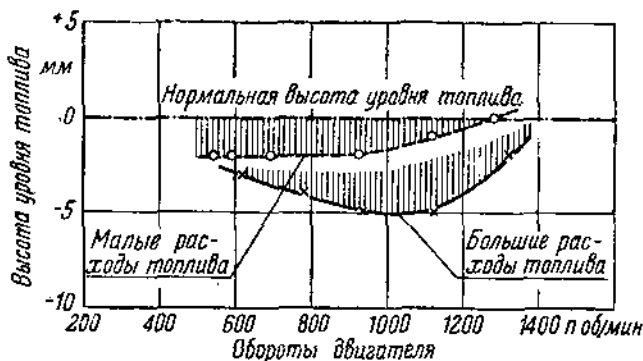
расхода топлива. Из диаграммы видно, что при увеличении расхода топлива уровень понижается.

При работе карбюратора на двигателе поплавковый механизм карбюратора получает сотрясение. Под действием этих сотрясений условия равновесия механизма изменяются, и простая зависимость между расходом топлива и высотой его уровня в поплавковой камере нарушается.



Фиг. 142. Изменение уровня топлива в поплавковой камере при постоянных оборотах двигателя.

На фиг. 143 приведены экспериментальные кривые изменения высоты уровня топлива в поплавковой камере карбюратора при работе его на двигателе при возрастающих расходах топлива и оборотах двигателя. Верхняя кривая получена при малых расхо-



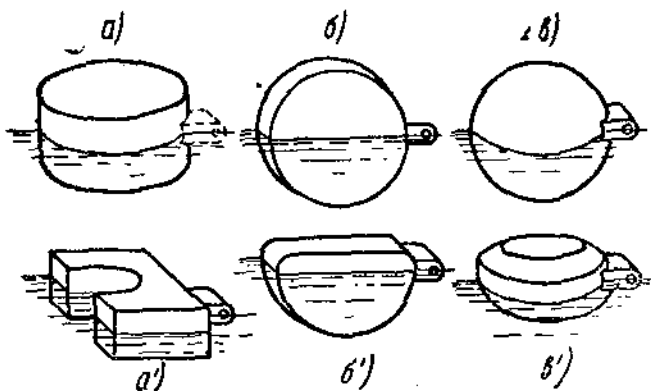
Фиг. 143. Изменение высоты уровня топлива в карбюраторе при работе на полном дросселе при разных оборотах двигателя.

дах топлива, когда дроссель был прикрыт, а нижняя при работе на полном дросселе. Как видно, в обоих случаях вследствие изменения количества сотрясений поплавкового механизма, несмотря на возрастающий расход топлива, в обоих случаях уровень топлива в поплавковой камере при возрастании оборотов сначала пони-

жается, а затем снова повышается. Эти явления часто наблюдаются при работе карбюратора на двигателе, однако еще недостаточно изучены.

Вторым фактором, влияющим на высоту уровня топлива в поплавковой камере, является величина объема V и глубины S погружения поплавка в топливо. При неизменных соотношениях поплавкового механизма уровень топлива в поплавковой камере поднимается тем выше, чем больше объем V погруженной части и глубина погружения S поплавка. Здесь большое значение оказывает форма поплавка.

На фиг. 144 даны важнейшие схемы форм поплавков современных карбюраторов: a — вертикально-плавающий цилиндр; b — горизонтально-плавающий цилиндр; $в$ — шар. Модификациями предыдущих основных форм служат: a' — сложной формы поплавков



Фиг. 144. Схема форм поплавков.

(по большей части изготавливается из пробки) с вертикальными стенками; b' — горизонтально-плавающий полуцилиндр; $в'$ — поплавок с погруженной частью, имеющей форму сплюснутого шара.

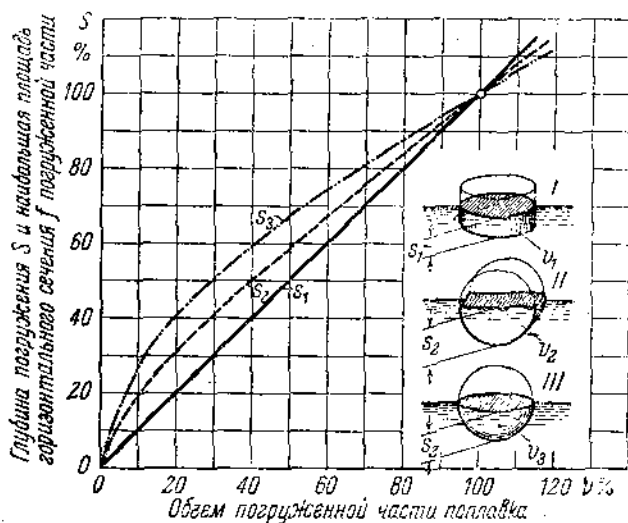
При неизменных соотношениях поплавкового механизма увеличение глубины погружения поплавка на величину S мм вызывает увеличение высоты уровня топлива в камере на ту же величину.

Изменение глубины погружения поплавка вследствие изменения объема его погруженной части зависит от геометрической формы поплавка.

На фиг. 145 дана диаграмма зависимости глубины погружения S поплавка от объема V его погруженной части для трех типичных поплавков, имеющих: I — форму вертикального цилиндра, II — форму горизонтального цилиндра, III — форму шара. На диаграмме принята за 100% объема погружения половина от полного объема поплавка; за 100% глубины погружения принята половина высоты от общей высоты поплавка. В указанных трех случаях связь между изменением объема V погружения и изменением глубины погружения S выражается кривыми S_1 , S_2 и S_3 . Как видно из диаграммы,

при поплавке, погруженном на половину объема, изменение объема погружения, например, на $+10\%$ влечет соответствующее изменение глубины погружения: для случая I на $+10\%$, для случая II на $+8\%$ и для случая III на $+6\%$. Величина объема погружения поплавок зависит от следующих факторов: 1) от веса поплавок, 2) от веса игольчатого клапана, 3) от удельного веса топлива, 4) от площади сечения отверстия седла игольчатого клапана, 5) от формы поплавок, 6) от схемы устройства и соотношения размеров деталей поплавкового механизма, 7) от давления топлива в магистрали перед карбюратором.

Эта зависимость становится ясней при разборе одной из схем фиг. 139, например, схемы — 2.



Фиг. 145. Зависимость глубины погружения поплавок от объема погруженной части при разных формах поплавок.

Обозначая через:

V_{γ_T} — подъемную силу погруженной части поплавок в g , приложенную в центре тяжести объема погружения, т. е. в его „метра-центре“ (где γ_T — удельный вес топлива в $кг/л$ или в $г/см^3$; V — объем погруженной части поплавок в $см^3$);

G_n — вес поплавок в $г$, приложенный в центре тяжести поплавок;

g_n — вес игольчатого клапана в $г$, приложенный по его оси;

$10 \cdot \Delta p_T \cdot f_u$ — силу давления топлива на игольчатый клапан в $г$ (где Δp_T — давление топлива магистрали перед карбюратором в $кг/см^2$ и f_u — площадь сечения отверстия седла в $мм^2$).

Для схемы фиг. 139, 2 можно написать следующие условия равновесия моментов действующих сил:

$$V \cdot \gamma_T \cdot x_1 = G_n \cdot x_2 + g_n \cdot x_3 + 10 \cdot \Delta p_T \cdot f_u \cdot x_4,$$

где x_1 — плечо подъемной силы $V \cdot \gamma_T$ до оси качания поплавка в мм;
 x_2 — плечо силы веса поплавка до его оси качания в мм;
 x_3 — плечо силы G_n веса игольчатого клапана и силы давления топлива на игольчатый клапан до оси качания поплавка в мм.

Во многих случаях можно: 1) пренебречь весом рычага, на котором качается поплавок, и 2) считать вес поплавка равномерно распределенным по его объему. Тогда при поплавке, имеющем симметричную, относительно вертикальной оси, форму, центр тяжести и метроцентр будут лежать на одной вертикальной оси на расстоянии a мм от оси качания поплавка (фиг. 139, з). В этом случае

$$x_1 = x_2 = a + b \text{ и } x_3 = b;$$

тогда предыдущее уравнение равновесия моментов переписывается так:

$$V \cdot \gamma_T (a + b) = G_n (a + b) + g_n b + 10 \Delta p_T f_n b, \quad (54')$$

откуда объем погруженной части поплавка будет:

$$V = \frac{G_n}{\gamma_T} + \frac{g_n}{\gamma_T} \frac{b}{a + b} + 10 \frac{\Delta p_T}{\gamma_T} f_n \frac{b}{a + b}, \quad (54)$$

т. е. для поплавкового механизма, выполненного по схеме фиг. 139, з, объем погруженной части поплавка будет тем больше, чем больше вес поплавка, чем больше вес игольчатого клапана и чем больше давление топлива на клапан и чем больше площадь проходного сечения отверстия седла. С увеличением удельного веса топлива объем погруженной части поплавка уменьшается.

При других схемах устройства поплавкового механизма (например при схеме фиг. 139, в или а) вес игольчатого клапана может уменьшать объем погруженной части поплавка.

Для поплавка типа а фиг. 144 на основании уравнения (54) и диаграммы фиг. 145 — I можно написать:

$$V = S_1 \cdot F_n = \frac{G_n}{\gamma_T} + \frac{g_n}{\gamma_T} \frac{b}{a + b} + 10 \frac{\Delta p_T}{\gamma_T} f_n \frac{b}{a + b},$$

или глубина погружения поплавка:

$$S_1 = \frac{G_n}{F_n \gamma_T} + \frac{g_n}{F_n \gamma_T} \frac{b}{a + b} + 10 \frac{\Delta p_T}{\gamma_T} \frac{f_n}{F_n} \frac{b}{a + b}. \quad (55)$$

Влияние изменения разных факторов на изменение высоты уровня топлива (для схемы фиг. 139, з и фиг. 144, а) может быть найдена из этого уравнения, так как изменение высоты уровня топлива в камере Δh при неизменных соотношениях механизма поплавка равно изменению ΔS глубины погружения поплавка.

Изменение веса поплавка от G_n' до G_n'' дает изменение высоты уровня топлива, которое может быть найдено на основании ур. (55) как разница глубины погружения S' при весе G_n' и S'' при весе G_n'' :

$$S' - S'' = \Delta S = \Delta h = \frac{G_n' - G_n''}{F_n \gamma_T}, \quad (55')$$

где ΔS и Δh — в см; G_n' и G_n'' — в г;

F_n — площадь горизонтального сечения поплавка на высоте уровня топлива в см^2 ;

γ_T — удельный вес топлива в кг/л и г/см^3 ,

То есть увеличение высоты уровня топлива в поплавковой камере прямо пропорционально изменению веса поплавка и обратно пропорционально площади его сечения.

Изменением веса поплавка пользуются при регулировке высоты уровня топлива в поплавковой камере.

Изменение удельного веса топлива от γ_T' до γ_T'' по ур. (55) выражается зависимостью: $\frac{S'}{S''} = \frac{\gamma_T''}{\gamma_T'}$, (55')

т. е. глубина погружения поплавка S изменяется обратно пропорционально удельному весу топлива.

Изменение глубины погружения поплавка влечет соответствующее изменение уровня топлива в поплавковой камере: чем меньше удельный вес топлива, тем выше его уровень в поплавковой камере.

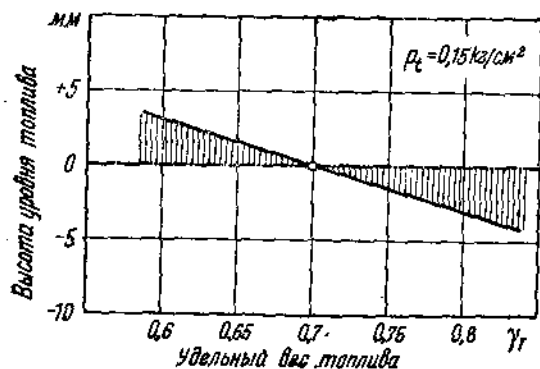
На фиг. 146 дано изменение высоты уровня топлива в поплавковой камере при изменении удельного веса топлива (по вычислениям).

Как видно, для приведенного случая, при изменении удельного веса топлива от 0,7 до 0,8, уровень топлива изменяется на 2,5 мм, т. е. практически таким изменением удельного веса топлива во многих случаях можно пренебречь.

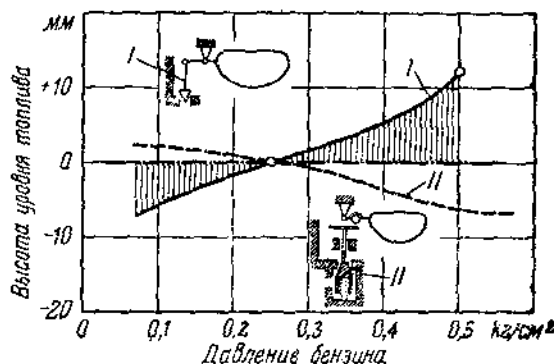
Изменения давления топлива магистрали перед карбюратором от $\Delta p_T'$ до $\Delta p_T''$ по ур. (55) выражается зависимостью

$$S' - S'' = \Delta S = \Delta h = (\Delta p_T' - \Delta p_T'') \left(\frac{10}{\gamma_T} \frac{f_n}{F_n} \frac{b}{a+b} \right), \quad (55''')$$

т. е. изменение уровня топлива Δh в поплавковой камере прямо пропорционально изменению давления ($\Delta p_T' - \Delta p_T''$) топлива в топливной магистрали и отношению площади проходного отверстия в седле игольчатого клапана к площади горизонтального сечения поплавка.



Фиг. 146. Изменение высоты уровня топлива в зависимости от его удельного веса.



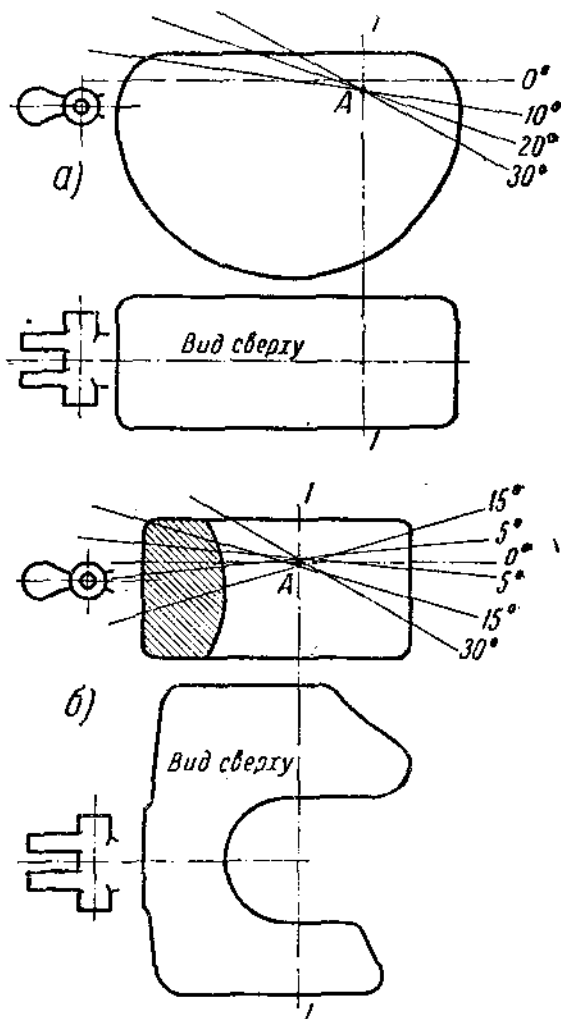
Фиг. 147. Изменение высоты уровня топлива в поплавковой камере по давлению в магистрали.

На фиг. 147 дана экспериментальная диаграмма изменения высоты уровня топлива в поплавковой камере, с изменением давления топлива в магистрали. Кривая I соответствует схеме I фиг. 147 поплавкового механизма. Как видно, в этом случае уровень топлива возрастает прямо пропорционально давлению и только при высоких давлениях от 0,4 до 0,5 кг/см² кривая более круто поднимается. Это объясняется тем, что при этих давлениях бензина уровень топлива поднимается настолько высоко, что начинает затоплять поплавков.

В некоторых случаях игольчатый клапан поплавкового механизма открывается не внутрь поплавковой камеры, как обычно и как то дано на схемах фиг. 139, а наружу как на схеме II фиг. 147. В этом случае, с увеличением давления топлива на клапан, он сильнее прижимается к седлу и уровень топлива понижается (см. кривую II фиг. 147).

Наконец третьим фактором, влияющим на высоту уровня топлива поплавковой камеры, являются наклоны карбюратора и инерционные усилия, возникающие во время езды. При изменении наклона уровень топлива в поплавковой камере карбюратора, величина и направление действующих сил и длина плеч моментов этих сил относительно оси качения поплавка изменяется. Кроме того, изменяется форма объема погруженной части поплавка. Вследствие этого объем погруженной части поплавка тоже изменяется. Эти изменения у различных поплавков носят различный характер.

На фиг. 148 приведены два примера изменения уровня топлива при наклонах карбюратора при поплавке простой формы полуци-



Фиг. 148. Изменение уровня топлива при наклонах.

линдра (фиг. 148, а) и при поплавке сложной формы (фиг. 148, б). Положение уровней топлива относительно поплавка при разных наклонах карбюратора отмечено сплошными линиями. (Линии, указывающие положение уровня поплавка при разных наклонах карбюратора все время будут находиться в горизонтальном положении, а поплавков относительно этих линий будет наклоняться). Как видно, при наклонах карбюратора во всех случаях можно найти такую точку А на поплавке, в которой уровень топлива при наклонах почти не применяется. Через эту точку А на фиг. 148 проведены оси 1—1.

Влияние изменения уровня на расход топлива при наклонах зависит от положения отверстия истечения относительно точки А постоянного уровня поплавка. Чем дальше от этой точки находится отверстие истечения, тем сильнее влияние наклонов на расход топлива.

О влиянии наклонов карбюратора на дозировку смеси можно составить представление на основании схем фиг. 149.

На фиг. 149 приведена схема автомобильного карбюратора типа Зенит при трех положениях: а) наклон назад на $+15^\circ$; б) горизонтальное положение; в) наклон вперед на -15° . В правой части фигуры приведена схема поплавковой камеры того же карбюратора при боковых наклонах (масштаб фигур г, д и е примерно в два раза больше, чем масштаб фигур а, б и в). При работе карбюратора на полном дросселе расход топлива обуславливается величиной истечения топлива из двух жиклеров: главного и компенсаторного. Положение этих жиклеров отмечено на всех схемах, а соответствующие разницы уровней топлива отмечены для главного жиклера отрезком А, а для компенсаторного — отрезком Б. Подсчитывая расход топлива через жиклеры при работе на полном дросселе по уравнению (36), где член $K' \Delta h \cdot \gamma_T$ надо брать со знаком + или —:

$$G_T = 0,114 \varphi_{ж} f_{ж} \sqrt{2g \gamma_T (K' \Delta p_d \pm K' \Delta h \gamma_T)},$$

можно принять: разрежение в диффузоре $\Delta p_d = 700$ мм вод. ст., коэффициенты $K=1$ и $K'=1$, удельный вес топлива $\gamma_T = 0,75$, $f_{ж} = \text{const}$ и $\varphi_{ж} = \text{const}$, расход топлива в горизонтальном положении при 0° через главный жиклер $G_{T_{г.ж}} = 6$ кг/час, через компенсаторный жиклер $G_{T_{к.ж}} = 1,5$ кг/час; общий расход топлива через оба жиклера при работе карбюратора в горизонтальном положении выразится суммой обоих расходов:

$$G_T = G_{T_{г.ж}} + G_{T_{к.ж}} = 6 + 1,5 = 7,5 \text{ кг/час.}$$

Согласно схемам фиг. 149 можно подсчитать изменения расхода топлива при наклонах.

Карбюратор в горизонтальном положении

$\Delta p_d = 700$ мм вод. ст.; $A = \Delta h = -5$ мм; $G_{T_{г.ж}} = 6$ кг/час;

$B = +20$ мм; $G_{T_{к.ж}} = 1,5$ кг/час;

общий расход топлива $G_T = 7,5$ кг/час.

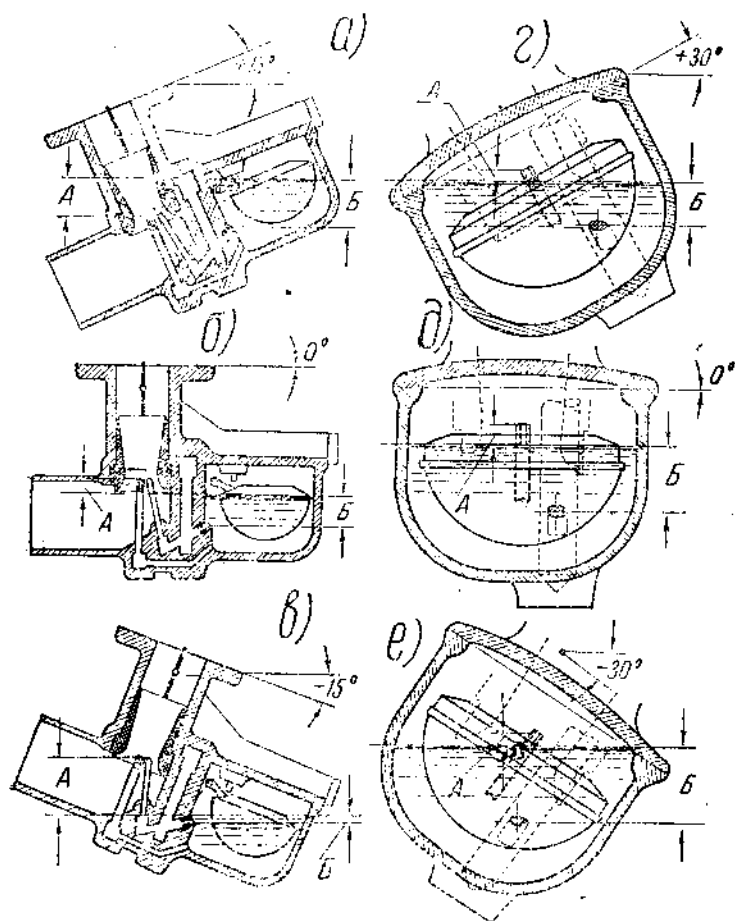
Наклон назад на $+15^\circ$ (схема а):

$\Delta p_d = 700$ мм вод. ст.; $A = +\Delta h = +20$ мм; $B = +30$ мм.

Расход топлива через главный жиклер:

$$G_{г.ж 15^{\circ}} = 6 \cdot \frac{\sqrt{700 + 20 \cdot 0,75}}{\sqrt{700 - 5 \cdot 0,75}} = 6,075,$$

т. е. увеличился на 1%.



Фиг. 149. Схема изменения уровня топлива у жиклеров автомобильного карбюратора типа Зенит.

Расход через компенсатор:

$$G_{к.ж 15^{\circ}} = 1,5 \cdot \frac{\sqrt{30 \cdot 0,75}}{\sqrt{20 \cdot 0,75}} = 1,84 \text{ кг/час,}$$

т. е. увеличился на 23%.

Общий расход топлива:

$$G_{T-15^{\circ}} = 6,075 + 1,84 = 7,915 \text{ кг/час,}$$

т. е. увеличился на 5,5%.

Наклон вперед на -15° (схема б):

$$\Delta p_2 = 700 \text{ мм вод. ст.; } A = -\Delta h = -24 \text{ мм; } B = +8 \text{ мм.}$$

Расход топлива через главный жиклер:

$$G_{T_{г.ж}-15^{\circ}} = 6 \cdot \frac{\sqrt{700 - 24 \cdot 0,75}}{\sqrt{700 - 5 \cdot 0,75}} = 5,93 \text{ кг/час,}$$

т. е. на 1% меньше, чем при 0° .

Расход топлива через компенсаторный жиклер:

$$G_{T_{к.ж}-15^{\circ}} = 1,5 \cdot \frac{\sqrt{8 \cdot 0,75}}{\sqrt{20 \cdot 0,75}} = 0,95 \text{ кг/час,}$$

т. е. на 37% меньше, чем при 0° .

Общий расход топлива

$$G_{T-15^{\circ}} = 5,93 + 0,95 = 6,88,$$

т. е. на 8% меньше, чем при 0° и на 13,2% меньше, чем при наклоне на $+15^{\circ}$ назад.

Подобное изменение расхода топлива вызывает соответствующие изменения состава смеси и весьма заметно при работе двигателя. Поэтому автомобильные карбюраторы с поплавковой камерой, расположенной по схеме фиг. 149, устанавливают на двигатель так, чтобы поплавок камер находилась впереди жиклера. Обратное расположение недопустимо, так как при этом на подъемах, когда требуется наибольшая мощность двигателя, карбюратор стал бы обеднять смесь.

При боковых наклонах карбюратора по схемам фиг. 149, г, д и е изменение уровней топлива значительно меньше даже при увеличенных до 30° углах наклона. Как видно из фиг. 149, при боковых наклонах изменением уровня топлива у главного жиклера можно пренебречь, так как изменение величины A во всех трех схемах (г, д и е) по сравнению с разрежением в диффузоре $\Delta p_2 = 700 \text{ мм вод. ст.}$ очень мало. Изменение расхода топлива через компенсатор при боковых наклонах будет:

Наклон влево на $+30^{\circ}$ (схема г): $B = +13 \text{ мм.}$

Расход топлива через компенсаторный жиклер:

$$G_{T_{к.ж} 30^{\circ}} = 1,5 \sqrt{\frac{13 \cdot 0,75}{20 \cdot 0,75}} = 1,21 \text{ кг/час.}$$

т. е. на 19% меньше, чем при 0° .

Общий расход карбюратора

$$G_{T 30^{\circ}} = 6 + 1,21 = 7,21 \text{ кг/час,}$$

т. е. на 3,5% меньше, чем при 0° .

Наклон вправо на -30° (схема е): $B = +24 \text{ мм.}$

Расход топлива через компенсаторный жиклер:

$$G_{T_{к.ж} -30^{\circ}} = 1,5 \sqrt{\frac{24 \cdot 0,75}{20 \cdot 0,75}} = 1,65 \text{ кг/час,}$$

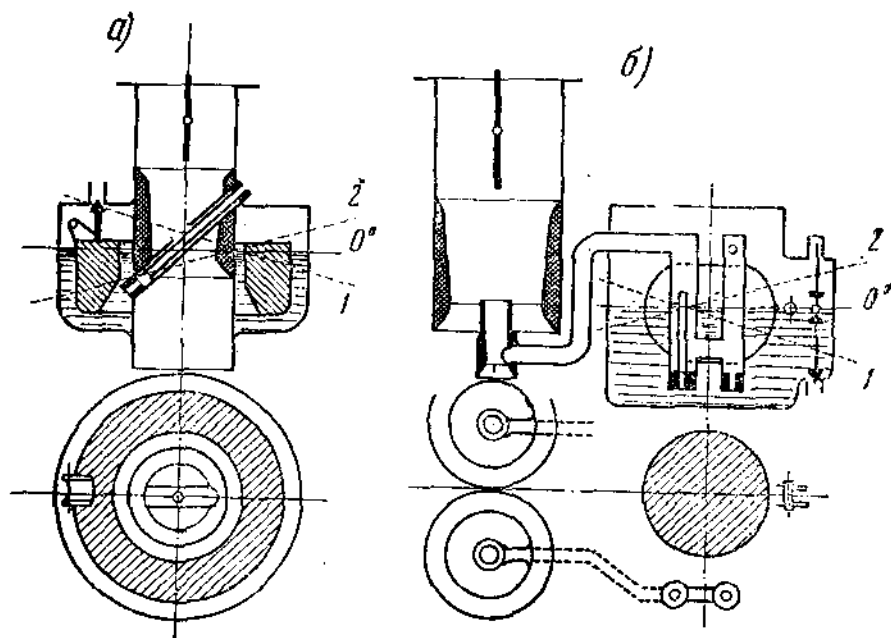
т. е. на 10% больше, чем при 0°. Общий расход карбюратора:

$$G_T = 6 + 1,65 = 7,65 \text{ кг/час},$$

т. е. на 2% больше, чем при 0°, или на 6% больше, чем при наклоне на +30° влево.

Для уменьшения влияния наклона карбюратора на дозировку смеси стремятся возможно ближе расположить отверстия истечения топлива из жиклеров к точке А поплавка, в которой уровень остается постоянным при наклонах.

На фиг. 150 даны две схемы карбюраторов с таким расположением жиклеров. Схемы даны в двух проекциях: верхняя—вертикаль-



Фиг. 150. Схемы расположения поплавков карбюраторов
а — карбюратор Паллас и б — карбюратор Зенит авиационного типа.

ный разрез по жиклерам, а нижняя—горизонтальный разрез по поплавку (поплавок заштрихован). Схема 150, а — дает карбюратор (типа автомобильного карбюратора Паллас) с расположением форсунки в центре кольцевого поплавка. Схема фиг. 150, б — дает карбюратор (типа авиационного сдвоенного карбюратора Зенит) с системой жиклеров, расположенных вблизи поплавка. Это так называемый карбюратор эмульсионного типа, так как здесь топливо, вытекающее из жиклеров, смешивается с небольшим количеством воздуха внутри каналов и в виде эмульсии протекает к диффузору, где уже и происходит окончательное распыливание топлива и образование рабочей смеси. Положение уровней топлива при наклонах отмечено на фиг. 150 пунктирными прямыми 1 и 2. Как видно, в этих схемах изменение дозировки смеси при наклонах карбюратора происходит гораздо в меньшей степени, чем на схемах фиг. 149.

§ 37. Общие соображения по подбору карбюраторов к двигателю

После правильного подбора карбюратора для двигателя данного типа такой карбюратор пригоден для удовлетворительной работы на всех других двигателях этого типа.

Предварительный подбор карбюратора для каждого нового двигателя производится путем выбора наилучшего для данных условий типа карбюратора и расположения его на двигателе.

Окончательный подбор карбюратора производится в лаборатории на установках и на работающем моторе на тормозном станке с последующей проверкой результатов подбора ездовыми испытаниями.

Испытания в лаборатории сводятся к испытанию на „установке для проверки уровней топлива“ и на „безмоторной установке для продувки карбюраторов“.

Испытания на установке для проверки уровней топлива имеют целью подбор веса поплавка и регулировку поплавкового механизма для данного сорта топлива — с одной стороны, и проверку герметичности в закрытом положении и исправность действия игольчатого клапана — с другой.

Испытания на установке для продувки карбюраторов имеют целью предварительную регулировку карбюратора с целью предварительного подбора комплекта жиклеров, дающих состав смеси, при котором мотор может безотказно работать.

Испытания на работающем моторе на тормозном станке сводятся к заснятию ряда регулировочных внешних и дроссельных характеристик при разных размерах диффузора и жиклеров карбюратора.

Эти испытания имеют целью количественный и качественный подбор смеси, требуемой мотором на всех режимах, и подбор соответствующих размеров проходных сечений диффузора жиклеров воздушных и топливных каналов карбюратора.

Сперва определяется соответствующий размер диффузора для данной максимальной мощности. Затем подбираются размеры жиклеров для уже выбранного размера диффузора и, наконец, точно регулируется работа мотора на холостом ходу и проверяется „приемистость“ двигателя и его работа на переходных режимах.

Ездовые испытания сводятся к повторным езdkам с замерами расхода топлива с грузом и без груза в городских и загородных условиях к испытанию на приемистость и к определению расходов топлива на короткой дистанции при разных скоростях езды и т. д. Все испытания повторяются при разных регулировках карбюратора.

Эти испытания имеют целью проверку результатов моторных испытаний и окончательный выбор „регулировки карбюратора“ (размеров диффузора и жиклеров) для данного типа двигателя.

Выбор расположения карбюратора на двигателе

Выбор правильного расположения карбюратора на двигателе и соответствующей формы всасывающих труб является непрямым условием для хорошей работы двигателя.

Выше в § 13 были описаны типичные схемы расположения карбюраторов на современных двигателях.

Анализ этих схем дает возможность сделать следующие выводы, которые должны быть приняты в качестве руководящих общих соображений при выборе расположения карбюратора и формы всасывающих труб.

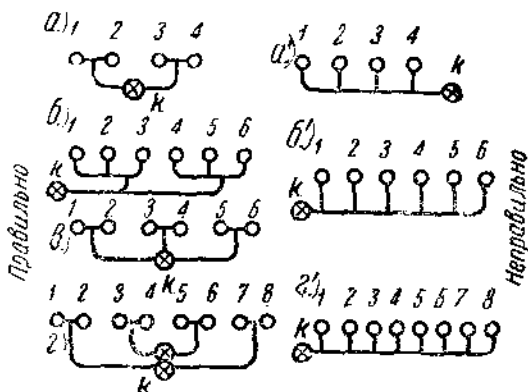
1. В двигателях автомобильных (и особенно тракторных), требующих высокого подогрева всасывающей трубы, выхлопной коллектор делается в непосредственной близости от всасывающей трубы, и патрубки соседних всасывающих клапанов, в большинстве случаев, объединяются попарно внутри отливки головки, что улучшает распределение смеси по цилиндрам.

В авиационных двигателях, работающих на легкоиспаряющихся топливах, требующих, главным образом, подогрева воздуха и не требующих сильного подогрева всасывающей трубы, применяется подогрев всасывающей трубы горячей водой; выхлопные патрубки обычно делают отдельно от всасывающей трубы и патрубки всасывающих клапанов имеют самостоятельный подвод смеси к каждому цилиндру отдельно.

2. Нужно стремиться к максимальному сокращению длины всасывающих труб от карбюратора до цилиндров. Это улучшает приемистость двигателя.

3. Необходимо располагать так карбюраторы и подбирать такую форму всасывающей трубы, чтобы все цилиндры двигателя, питаемые одним карбюратором, по возможности были бы в одинаковых условиях относительно карбюратора. Это необходимо для правильного распределения смеси по цилиндрам и проще достигается путем применения нескольких карбюраторов вместо одного.

По этим соображениям, как правило, нельзя допускать, чтобы один карбюратор питал смесь более 3 цилиндров. Если же все-таки приходится применять один карбюратор на 4 и более цилиндров (в звездообразных авиомоторах на 5, 7 и 9 цилиндров, а в блочных двигателях — на 6 цилиндров), то необходимо соответствующим образом усложнять форму всасывающей трубы так, чтобы только каждые 2 или 3 цилиндра были объединены между собою общими патрубками, а эти патрубки в свою очередь уже были бы сообщены общей трубой с карбюратором, как это показано на схемах фиг. 151. На фиг. 151,а дана схема правильно выполненной всасывающей системы 4-цилиндрового двигателя: вса-



Фиг. 151. Схема всасывающих трубопроводов.
а, б, в и г — правильная форма, а', б' и г' — неправильная форма.

сывающие патрубки соседних цилиндров здесь объединены парно в головке двигателя. Всасывающие трубы симметричны относительно карбюратора.

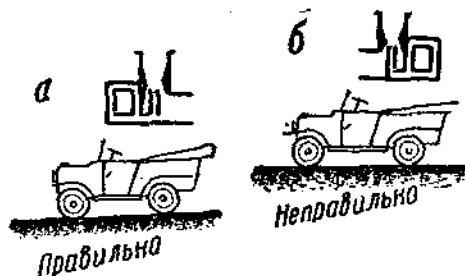
На фиг. 151,б и в даны схемы правильно выполненных всасывающих систем 6-цилиндрового двигателя.

Здесь соседние цилиндры объединены по группам: в схеме 151,б (авиационная) наружным патрубком по три цилиндра, а в схеме 151,в (автомобильная) — общими каналами в отливке головки цилиндров — по два цилиндра.

Эти группы соединены общей трубой с карбюратором.

На фиг. 151,г дана схема правильно выполненной формы всасывающей системы 8-цилиндрового автодвигателя.

Здесь применен один, но двойной карбюратор, каждая половина которого питает две группы цилиндров по два цилиндра в группе, аналогично схеме а.



Фиг. 152. Схема расположения поплавковой камеры карбюратора на автомобиле.

а — правильное расположение, б — неправильное расположение.

Схемы а', б' и г' дают неправильные формы всасывающих труб. Здесь каждый цилиндр самостоятельно сообщается с общей трубой карбюратора.

4. Установка нескольких карбюраторов на двигатель вместо одного ухудшает приемистость двигателя и распределение смеси по цилиндрам, однако она осложняет синхронизацию карбюраторов и их регулировку.

5. Необходимо заботиться о получении общих хороших габаритов двигателя и хорошей доступности как к карбюратору, так и к самому двигателю (свечам зажигания, к бензонасосу, водяной помпе и т. д.).

6. Положение дроссельной заслонки карбюратора должно быть выбрано (по § 17) так, чтобы имело место хорошее распределение смеси по цилиндрам, с одной стороны, и чтобы тяги управления заслонкой имели бы устройство достаточно простое и надежное, — с другой.

7. Расположение поплавковой камеры карбюратора относительно топливных форсунок должно быть таково, чтобы при наклонах машины возможные нагружения в дозировке смеси карбюратора оказывали бы наименьшее действие на работу двигателя. Так, например, у тех карбюраторов, где форсунки не расположены в центре поплавка, а вынесены в сторону (как это указано в примере фиг. 149), поплавковая камера обязательно должна быть установлена впереди форсунок потому, чтобы на подъемах (когда от двигателя требуется наибольшая мощность) карбюратор не обеднял бы смесь.

На фиг. 152 указано правильное (схема а) и неправильное (схема б) расположение поплавковой камеры на автомобиле.

Современные индустриальные, мотоциклетные, автомобильные, тракторные и авиационные карбюраторы делаются с разной степенью автоматичности и по разным схемам. Каждый тип карбюратора может быть наилучшим образом использован в определенных условиях эксплуатации и при определенном выбранном расположении карбюратора на двигателе.

При выборе типа карбюратора нужно иметь в виду следующие соображения:

1. Индустриальные карбюраторы предназначаются для дешевых мелких двигателей, работающих при установившихся режимах оборотов и нагрузки. Эти карбюраторы имеют простую схему и не приспособлены к работе на переменных нагрузках.

2. Мотоциклетные карбюраторы предназначаются для мотоциклетных двигателей, которым приходится работать так же, как и автодвигателям в условиях быстро меняющейся нагрузки. Однако мотоциклетные карбюраторы до сего времени в большинстве случаев имеют упрощенную схему, не обеспечивающую нужной автоматичности и снабжаются ручным корректором, управление которым позволяет водителю для каждого режима устанавливать нужный состав смеси.

3. Тракторные карбюраторы предназначаются для условий эксплуатации тракторного двигателя, который работает более или менее при установившихся условиях нагрузки и оборотов двигателя. Это позволяет, с одной стороны, применять топлива с высокой температурой кипения (керосин), так как при установившейся нагрузке успевают устанавливать тепловой режим подогревателя (испарителя) и условия карбюрации; с другой стороны, это позволяет применять карбюраторы с простой схемой, не приспособленные для быстрых изменений нагрузки. Такие карбюраторы обычно снабжаются приспособлением для регулировки топлива, подаваемого главным жиклером. Такое приспособление называется „регулирующим винтом“, „регулирующим колпачком“ и т. д., но не „ручным корректором“, так как оно не управляется с места водителя, а регулируется лишь перед началом работы трактора, а не во время езды. Работа на тяжелых топливах представляет повышенные требования к условиям распыливания топлива в карбюраторе, поэтому в керосиновых тракторных карбюраторах обращается особое внимание на хорошее распыливание и перемешивание топлива. Без наличия специального подогревателя-испарителя керосиновый карбюратор работать не может.

При работе на бензине на тракторных двигателях могут быть поставлены обычные автомобильные карбюраторы с упрощенной схемой. Однако наличие ручного корректора или приспособления для ручной регулировки в них желательно.

4. Автомобильные карбюраторы предназначаются для условий эксплуатации на автомобиле при быстро переменных режимах нагрузки и оборотов двигателя.

Это, с одной стороны, затрудняет возможность применения топлива с высокой температурой кипения (керосин), так как при быстрых

изменениях режима двигателя тепловое состояние подогревателя не успевает устанавливаться нужным образом и условия карбюрации нарушаются; с другой стороны, требует применения карбюраторов полностью автоматических, имеющих сложную схему.

5. Авиационные карбюраторы тоже предназначены для работы при переменных режимах нагрузки и оборотов. Это вызывает необходимость применения карбюраторов полностью автоматических, имеющих сложную схему.

Авиационные карбюраторы отличаются от автомобильных следующим:

1. Авиационные карбюраторы имеют большие размеры, так как устанавливаются на двигателях большой мощности.

2. Авиационные карбюраторы работают в высотных условиях при низких температурах и потому работают на топливах (с температурой кипения более низкой, чем автомобильные топлива), которые почти полностью испаряются в карбюраторе в момент распыливания. Это вызывает необходимость подогрева воздуха, поступающего в карбюратор, и стенок карбюратора для устранения его замерзания.

3. Ручной корректор (высотный кран) применяется на всех авиационных карбюраторах и рассчитан на значительное обеднение смеси и обычно на малых оборотах при прогреве двигателя не работает.

На автомобильных же карбюраторах корректор ставится сравнительно редко, рассчитан на незначительный процент обеднения смеси и почти всегда может работать при прогреве двигателя на малых оборотах.

4. Авиационный двигатель на самолете нагружен винтом (пропеллером), при котором мощность изменяется пропорционально кубу числа оборотов, вследствие чего большой диапазон оборотов работы двигателя зависит от работы устройства для холостого хода, поэтому в авиационных карбюраторах на устройство для холостого хода обращается самое серьезное внимание и оно обычно делается значительно более совершенным, чем в автомобильных карбюраторах.

Расположение на двигателе тоже отражается на типе карбюратора.

5. Наиболее распространенным типом карбюратора является вертикальный тип (фиг. 126), при этом два одинарных карбюратора без всякой принципиальной разницы могут быть заменены одним карбюратором сдвоенного типа, а три карбюратора — одним строенным.

6. Карбюраторы горизонтального типа обычно применяются там, где карбюратор располагается в непосредственной близости от цилиндров: например, на многих мелких одноцилиндровых двигателях.

7. Карбюраторы с обратным потоком повышают экономичность двигателя при малых нагрузках и его приемистость, но часто влекут некоторую потерю мощности на полном дросселе (вследствие ухудшения распределения смеси по цилиндрам) и получают распространение на двигателях, имеющих большой запас мощности, например, на легковых автомобилях.

8. Наконец, необходимость наличия экономайзера и ускорительного насосика тоже зависит от расположения карбюратора на двигателе.

При коротких и узких всасывающих трубах или же при богатой регулировке карбюратора насосик не нужен. При работе карбюратора на три и меньшее число цилиндров экономайзер обычно не нужен, так как обогащение смеси на полном дросселе здесь получается автоматически за счет воздействия пульсаций. Зато в этом случае (особенно при работе на одноцилиндровом или двухцилиндровом двигателе) перед карбюратором должен быть обязательно установлен уловитель (фиг. 132) или же фильтр для очистки воздуха от пыли, который в этом случае будет играть роль уловителя.

Выбор размеров карбюратора

Размеры карбюраторов характеризуются размером диаметра отверстия во фланце крепления карбюратора во всасывающей трубе. В большинстве случаев размер этого диаметра измеряется миллиметрами и число миллиметров размера диаметра дает номер карбюратора.

Размеры карбюратора выбираются в соответствии с размером всасывающей трубы двигателя. Чем уже проходные сечения всасывающей трубы и карбюратора, тем лучше приемистость двигателя и его работа на малых оборотах и неполных нагрузках, но тем меньше коэффициент подачи и мощность на полном дросселе на высоких оборотах.

При выборе размеров проходных сечений всасывающих труб и карбюратора обычно руководствуются размерами существующих двигателей аналогичной конструкции и назначения, например, можно пользоваться данными табл. 11 (фиг. 119).

Размеры карбюратора могут быть не обязательно равны размерам отверстия всасывающей трубы (что видно, например, из данных табл. 12), их выбирают по данным двигателя: литражу одного цилиндра, числу цилиндров, приходящихся на один карбюратор, и по максимальному числу его оборотов. При этом на один и тот же двигатель могут быть поставлены карбюраторы разных размеров.

Средний из всех возможных размер автокарбюратора определяется по экспериментальной формуле:

$$d_k' = a \sqrt{V_k \cdot i \cdot \frac{n}{1000}}, \quad (56)$$

где

$V_k = \frac{0,785}{10^6} D^2 \cdot S$ — рабочий объем одного цилиндра в л;

D — диаметр цилиндра в мм;

S — ход поршня в мм;

n — максимальное число оборотов двигателя в мин.;

i — число цилиндров, приходящееся на один карбюратор;

a — переводной коэффициент, учитывающий пульсации.

Он зависит от числа цилиндров:

$i =$	1	2	3	4	6
$a =$	24,2	17,1	14,15	13	12,85

d_k' — расчетный размер карбюратора в мм.

Соотношения между размерами карбюратора и размерами отверстия всасывающей трубы

Двигатель	Диаметр отверстия карбюратора	Диаметр отверстия всасываю- щей трубы	Площадь сечения от- верстия кар- бюратора	Площадь сечения от- верстия вса- сывающей трубы	Отношение площади сечения кар- бюратора к площади сечения вса- сывающей трубы
	d_k мм	$d_{тр}$ мм	F_k см ²	$F_{тр}$ см ²	$F_k/F_{тр}$
Крислер	36,5	32	10,46	8,04	1,3
Бюик 1925 г. . . .	41	32	13,2	8,04	1,65
Бюик 1928 г. . . .	47,6	33,5	17,8	8,81	2,02
Адлер-6—70× ×110	35	35	9,6	9,6	1,0
Адлер-6—75× ×110	40	40	12,5	12,5	1,0
Адлер-8	2×30	2×30,5	2×10,46	2×10,46	1,0
Форд-А	30	30,5	7,07	7,30	0,97

При подборе действительного карбюратора выбирается ближайший к расчетному размер карбюратора, указываемый в проспектах фирм. Например, действительные размеры автокарбюраторов Zenit бывают:

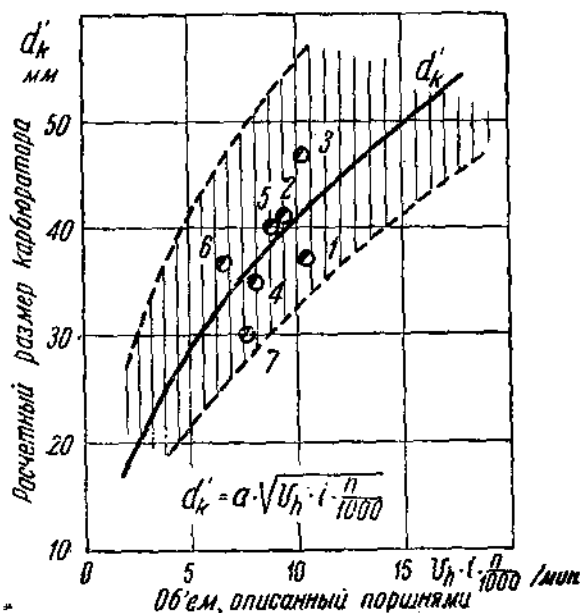
$$d_k = 26, 30, 36, 42, 48 \text{ и } 55 \text{ мм}$$

На фиг. 153 дана диаграмма, поясняющая основные моменты выбора размеров карбюратора. По абсциссам отложены величины V_h л/1000, т. е. объем, описанный поршнями двигателя, в л/мин. По ординатам же — расчетный размер карбюратора d_k в мм. Кривая d_k подсчитана по уравнению (56). Заштрихованная область указывает пределы отклонений в размерах карбюраторов, обычно рекомендуемых фирмами. Точки 1, 2, 3 и т. д. соответствуют действительным размерам карбюраторов на автодвигателях: 1 — Крислер, 2 — Бюик 1925 г., 3 — Бюик 1928 г., 4 — Адлер 6-ц. 70×110, 5 — Адлер 6-ц. 75×110, 6 — Адлер 8-ц. 75×110 и 7 — Форд А. Как видно, при одном и том же минутном объеме засасываемого воздуха действительные размеры карбюраторов на разных двигателях сильно отклоняются от расчетной величины d_k .

Неточности в подборе размеров карбюратора в большинстве случаев могут быть компенсированы соответствующим подбором размеров диффузора, так как обычно на один и тот же карбюратор могут быть установлены съемные диффузоры с размерами диаметра горловины, колеблющимися в пределах от 0,57 до 0,8 от размера карбюратора. Как средний размер диффузора можно рекомендовать диаметр горловины, равный 0,6 от размера карбюратора.

Окончательный размер горловины диффузора подбирается испытанием на двигателе. При этом малые размеры диффузора улучшают не только приемистость двигателя, но и условия работы жиклеров (характеристику карбюратора), но зато вызывают потери мощности на полном дросселе на высоких оборотах вследствие увеличения разрежения за карбюратором.

При правильно выбранных размерах карбюратора и диффузора разрежение за карбюратором на полном дросселе на высоких оборотах должно быть для авиодвигателей около 35 мм рт. ст., для автодвигателей около 60 мм рт. ст., а для тракторных керосино-



Фиг. 153. Соотношения между объемом, описываемым поршнями двигателя и размерами карбюратора.

вых двигателей оно должно быть еще выше. Установка воздушных фильтров перед карбюратором вызывает увеличение разрежения за карбюратором на 7—15 мм рт. ст., что влечет соответствующую потерю мощности (см. § 14).

Выбор размеров жиклеров

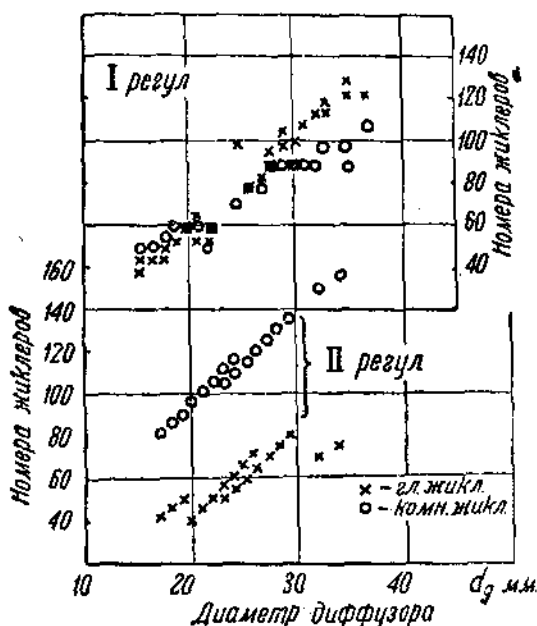
После выбора размеров диффузора производится подбор размеров жиклеров. Определение размеров жиклеров путем подсчета с достаточной степенью точности даже при простейшем карбюраторе (§ 24) является весьма затруднительным, в виду трудности определения большего числа опытных коэффициентов, обуславливающих расход топлива, что следует из уравнений (24) и (36).

Тем более затруднительно, а иногда даже вовсе невозможно определение путем расчета нужных размеров жиклеров в карбю-

раторах, работающих по сложной схеме, где количество факторов, влияющих на расход топлива, еще увеличивается за счет формы и устройства топливных, воздушных и эмульсионных каналов.

Расчет оказывается полезным лишь при определении общего протекания характеристик карбюратора и при выявлении влияния различных факторов, а не для определения абсолютных значений расходов топлива.

Поэтому применяется единственно правильный экспериментальный путь определения размеров жиклеров.



Фиг. 154. Соотношения между размерами жиклеров карбюраторов Zenit при разных размерах диффузора.

1. Предварительные размеры жиклеров устанавливаются путем регулировки карбюратора на безмоторной установке для „продувки карбюраторов“ или же путем подбора нужных размеров жиклеров по данным фирмы для выбранного типа и размера карбюратора. При этом никаких простых соотношений между размерами диффузоров и размерами жиклеров не существует и удовлетворительная предварительная регулировка карбюратора может быть достигнута при разной комбинации жиклеров. Это видно, например, из фиг. 154, где даны рекомендуемые фирмой Zenit размеры жиклеров (указаны номера жиклеров) для одной и той же модели карбюраторов разных размеров. При регулировке II компенсаторный жиклер (кружочки) имеет большие размеры, чем главный (крестики), в то время как при регулировке I размеры обоих жиклеров почти одинаковы, а при больших размерах диффузора компенсаторный жиклер даже меньше главного.

2. Окончательные размеры жиклеров устанавливаются путем регулировки карбюратора на работающем двигателе на тормозном стенде с последующей проверкой выбранной регулировки в пробеге.

При подборе размеров жиклеров стремятся подобрать их таким образом, чтобы при хорошей работе двигателя удельные расходы топлива шли низко и чтобы кривая удельных расходов имела бы плавный пологий характер.

Подбор различных жиклеров производится на разных режимах, причем каждый жиклер регулируется на тех режимах, на которых сильнее всего сказывается его влияние.

Жиклер холостого хода и воздушные отверстия устройства для холостого хода регулируются на режиме холостого хода на малых оборотах двигателя.

Компенсаторный жиклер карбюраторов Zenit, топливные жиклера карбюраторов с пневматическим торможением топлива и карбюраторов с клапаном впуска добавочного воздуха регулируются на режимах малых нагрузок и оборотов.

Главный жиклер карбюраторов Zenit, воздушный жиклер карбюраторов с пневматическим торможением топлива и карбюраторов с автоматическим клапаном впуска добавочного воздуха регулируются на режимах больших нагрузок (полный дроссель) и оборотов.

Жиклер экономайзера регулируется после регулировки главного дозирующего устройства на режимах нагрузки, соответствующих данной схеме экономайзера, как это указано в § 28.

ВАЖНЕЙШАЯ ЛИТЕРАТУРА

Вишняков С. И., Теория карбюрации, 1927 г. Руководство для вузов.

Составлено по устаревшим литературным источникам: разобрана теория испарительного (поверхностного) карбюратора, приведена теория Клафтона по испарению топлива с капельки и т. д., но совершенно не затронуты современные вопросы динамической испаряемости топлив и не освещены основы устройства современных карбюраторов.

Добровольский А. М., Техника воздушного флота* № 3, 1935 г. Журнальная статья по обзору конструкции новейших авиационных карбюраторов.

Заикин, А. Е., Карбюрация и карбюраторы (стр. 151—250).

Авиационные двигатели, ч. I, 1932 г.

Учебное пособие для авиационных инженеров-механиков.

В статье систематически изложен литературный материал по вопросам карбюрации.

Даны формулы для расчета главных дозирующих устройств карбюраторов и дано описание авиационных карбюраторов.

Клименко Л. В., Истечение топлива из жиклеров.

Научное приложение к „Вестнику воздушного флота“. Июль 1922 г. Статья по вопросам истечения топлив из жиклеров.

Клименко Л. В., Влияние температуры на истечение керосина. Труды Комиссии по исследованию топлив для двигателей внутреннего сгорания, вып. II 1920 г. Статья по вопросу о влиянии температуры на истечение керосина.

Кирсанов В. И., Исследование работы карбюратора Клодель. Труды Научно-автотракторного института, вып. 8. Теоретическая и экспериментальная разработка вопроса работы главного дозирующего устройства карбюратора Клодель.

Кирсанов В. И., Методы испытания автотракторных карбюраторов, Труды Научно-автотракторного Института, вып. 30. Работа освещает новейшие вопросы по распыливанию и испаряемости топлив, дает понятие об условиях работы авто-тракторных карбюраторов и о методике их испытания.

Ку ж м а, Исследование карбюратора Зенит-55.

Приведены опытные данные по истечению топлив из жиклеров и по измене-нию разрежений в разных точках карбюратора Зенит.

Левин М. А., О регулировке карбюраторов автомоторов для различных горю-чих. „Техника воздушного флота“, 1927, № 3.

В статье разобраны вопросы изменения условий карбюрации при работе на различных топливах.

Мордухович М. М., Карбюрация и карбюраторы автодвигателей. Книга рассчитана на подготовку автоспециалистов и содержит основные теоретические формулы по истечению воздуха в диффузоре и топлива в жиклере, дает понятие о характеристике карбюратора и содержит большой описательный материал по устройству современных карбюраторов разных фирм.

Орловский П., Карбюраторы и карбюрация. Книгоиздат „Путь к знанию“, 1924 г.

Популярный курс описания разных карбюраторов с освещением вопроса в исторической последовательности. Книга весьма полезна для первого ознакомле-ния с основами устройства карбюраторов.

Сахаров И., Топливо и карбюрация тракторов, 1929 г.*

Популярная книга, поясняет принципы устройства тракторных карбюраторов.

Сафронов К. М., Карбюрация, 1934 г. Популярный курс, рассчитанный на практического автоработника.

Яковлев Н. М., Топливо для авиационных двигателей. Пособие для вузов. Очень ясно разобраны свойства топлив, применительно к условиям работы их на двигателе. Хотя в книге разобраны вопросы авиационных топлив, однако при изу-чении вопросов карбюрации автодвигателей книга окажется весьма полезной.

Редактор В. И. Сороко-Новицкий.

Техн. редактор И. К. Алиханов.

Изд. № 16/М. Индекс АТ-68-5-2. Тираж 5 000. Сдано в набор 22/VII 1935 г. Подп. в печ. 22/XI 1935 г. Формат бумаги 62 × 94. Уч.-авт. лист. 16,38. Бум. лист. 7^{3/4}. Печати. знак. в бумажи. листе 101 000. Заказ № 1191. Уполном. Главл. № В-30689. Выход в свет ноябрь 1935 г.

3-я тип. ОНТИ им. Бухарина. Ленинград, ул. Монсеенко, 10.

Напечатано

Должно быть

к стр. 44 На фиг. 21б)

$$p_x = \frac{W_x^2 \cdot \gamma_0}{2g}$$

$$p_x + \frac{W_x^2 \cdot \gamma_0}{2g}$$

Напечатано

Должно быть

к стр. 65 Строка 12 сверху

$$\frac{p_0}{\gamma_0^k} + \frac{p_\partial}{\gamma_\partial^k}$$

$$\frac{p_0}{\gamma_0^k} = \frac{p_\partial}{\gamma_\partial^k}$$

ОПЕЧАТКИ

Стр. Строка

Напечатано

Должно быть

39 10 сверху

(9) и (10)

(11) и (10)

53 10 снизу

 Δ_x $\Delta p_{\pi x}$

94 16 снизу

 $Z'_1 - Z'_2 \pm \Delta h^1$ $Z'_1 - Z'_2 = \pm \Delta h^1$

96 19 сверху

 γ_I γ_I

97 19 сверху

воздуха

топлива

109 9 снизу

 L_0 I_0

141 18 снизу

фиг. 94a

фиг. 85a

151 21 сверху

 G_I G''_I

220 5 сверху

 G_I G'_I