

ГЛАВА I. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРАКТИЧЕСКОГО РАБОЧЕГО ЦИКЛА.

ВВЕДЕНИЕ

Исследование практического рабочего цикла имеет своей задачей дать студентам: а) достаточный материал по расчету теплого процесса и основных размеров машины и б) возможность уяснения тепловых явлений.

Исследование процессов производится, главным образом, на базе практических рабочих диаграмм, снятых с машины. К этим диаграммам относятся как рабочая диаграмма в координатах PV и энтропийная диаграмма в координатах TS , построенная на основании диаграммы PV , так и диаграмма, снятая со слабой пружины, т.е. диаграммы всасывания и выхлопа.

Теория теплого процесса, излагаемая в этой главе, не будет касаться теоретических тепловых циклов. Исследование теплого рабочего цикла разделяется на следующие этапы: всасывание, сжатие, горение, расширение и выхлоп.

В данной главе этап горения будет проанализирован и проработан только с точки зрения его влияния на рабочую диаграмму и на ход машины; горение же, как химический процесс, не будет здесь исследовано; этому вопросу посвящена вторая глава, рассматривающая вопросы химизма горения и явления имеющие место при горении.

§ I. В с а с ы в а н и е.

Главнейшее явление, анализом которого необходимо заняться при рассмотрении периода всасывания, — это явление вакуума, или того разрежения, которое получается в цилиндре мотора во время периода всасывания. Вакуум ослабляет зарядку машины, почему борьба за его уменьшение является одной из основных задач конструктора. (Вакуум, как известно, происходит вследствие потери давления на скорость и на сопротивление сжатия во всасывающей системе (карбюратор, всасывающий трубопровод, клапана).

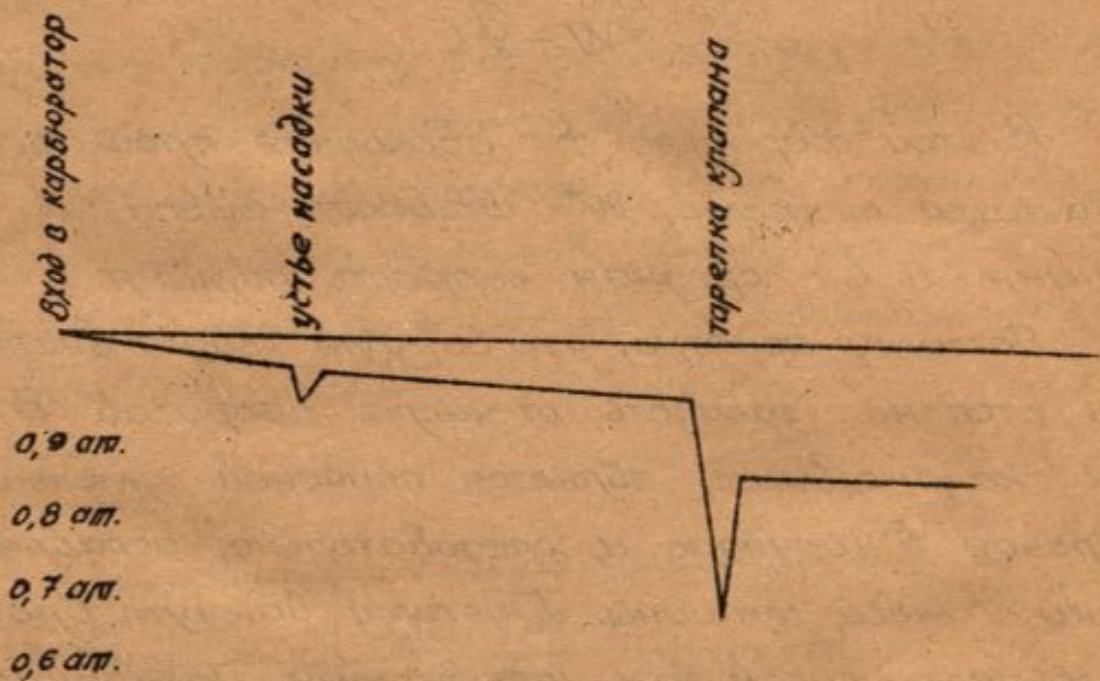
В настоящее время нет более или менее точных правил и формул для расчета отдельных сопротивлений во всасывающей системе; в данной работе также не предполагается давать какие-либо точные формулы, поскольку точное определение потерь напора во всасывающей системе является объектом эксперимента. Эти потери зависят от целого ряда факторов индивидуального характера. Напомню, что потери на сопротивление и на скорость, как известно, пропорциональны квадрату самой скорости, а общие потери напора могут быть элементарно выражены так:

$$\frac{P_0}{\gamma_0} + \frac{W_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{W_1^2}{2g} + \xi \frac{W_1^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

Здесь P_0 — давление перед всасывающим патрубком карбюратора, W_0 — скорость воздуха в том же месте, P_1 — давление при входе в цилиндр, W_1 — скорость там же, ξ — коэффициент всех сопротивлений во вса-

сывающей системе.

Главной составной частью потери напора является, конечно, не сопротивление, а скорость, и именно скорость в клапанах. Общая потеря напора делится на отдельные составляющие: 1) потери в карбюраторе; 2) потери во всасывающей системе и 3) потери в клапанах. Это - три основные составляющие общей потери напора. В среднем (ориентировочно) потери напора распределяются так, как показано на фиг. 1.



фиг. 1

Конечно, в зависимости от индивидуальных особенностей машины, как общий напор, так и отдельные его составляющие могут так или иначе меняться. Как видно из фиг. 1, основной составляющей потерь напора являются потери в узком проходе клапана, причем опять таки, основной частью этой составляющей является, конечно, потеря на скорость, а не на сопротивление. Так дело обстоит с потерей

давление в щели седла клапана. Часть скорости, приобретенной в клапане, перейдет в давление, а поэтому перейдет в конечном итоге часть напора в цилиндре двигателя восстановится. Само собой понятно, — это следует из формулы (1), — что общая потеря напора пропорциональна квадрату скорости смеси, а следовательно, и квадрату числа оборотов, поскольку скорость смеси в трубопроводе пропорциональна в скорости поршня, а значит, и числу оборотов, согласно формулы (2) непрерывности:

$$fW = Fc \dots \dots \dots (2)$$

В этой формуле f — свободная площадь во всасывающей системе, W — скорость смеси, F — площадь поршня и c — средняя скорость поршня.

Поэтому понятно, что вакуум будет в сильнейшей степени зависеть от числа оборотов. Вакуум, как сказано выше, является причиной уменьшения давления в цилиндре и, следовательно, ослабления зарядки смеси машины. Поэтому вакуум влияет и определяет собой так называемый коэффициент наполнения. Коэффициентом наполнения мы называем число, показывающее отношение действительного веса смеси, засосанной машиной, к тому весу смеси, который был бы засосан, если бы давление и температура в цилиндре были равны окружающим атмосферным условиям, т.е. когда

$$\eta_v = \frac{G}{V_h \gamma_0} \dots \dots \dots (3)$$

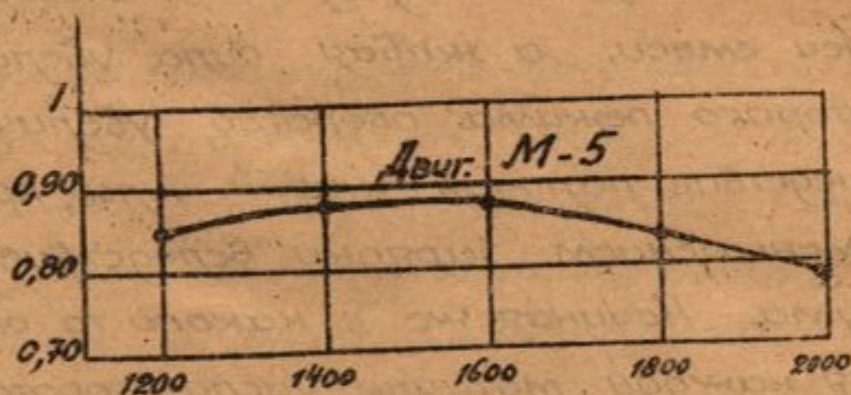
Здесь G — количество килограмм действительно засосанной смеси в машине, γ_0 — удельный вес

смеси при атмосферных окружающих условиях, η_v - коэффициент наполнения, а V_h - объем хода цилиндра. Коэффициент наполнения машины значительно ниже единицы, и среднее значение его для отдельных машин в холодном состоянии последних представлены в таблице 1.

Таблица 1.

М-5	-	0,87 макс.
М-100	-	0,88 макс.
Воксхолл	-	0,85 макс.

Вакуум, поскольку он представляет потерю напора на всасывание, должен, на основе всего предыдущего, зависеть от скорости потока смеси, а, следовательно, - от числа оборотов. Примерная зависимость коэффициента наполнения от числа оборотов дана на фиг. 2.



фиг. 2

Как видно, коэффициент наполнения падает с оборотами довольно резко. Общее течение кривой коэффициента наполнения характеризуется так: сначала с увеличением оборотов коэффициент наполнения растет, а потом перейдя через максимум, начинает падать. Это явление объясняется следующим

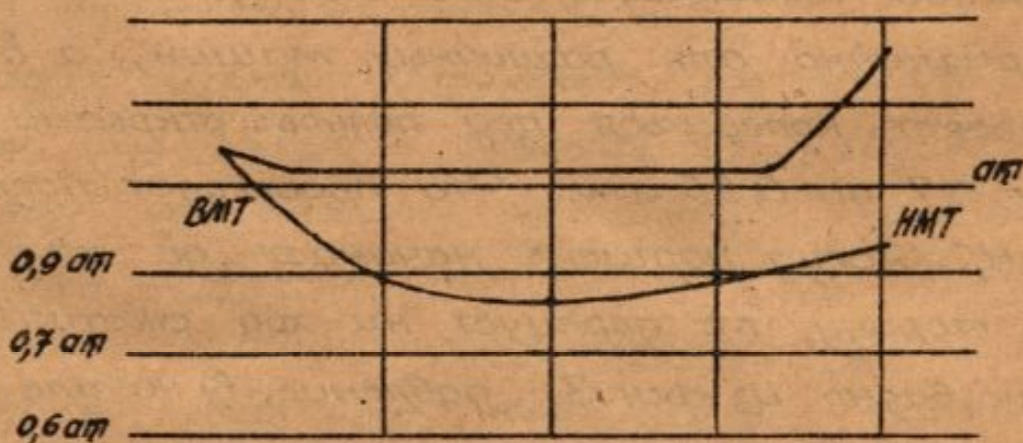
образом. Во время всасывания силой, толкающей смесь в цилиндр, является: 1) наличие разницы между давлением атмосферы или давлением, создаваемым нагнетателем, и давлением в цилиндре и 2) живая сила потока, струи смеси. Вторая причина особенно заметно действует к концу закрытия всасывающего клапана, когда разница давления несколько уменьшается и перестает уже иметь большое значение. В этот момент живая сила струи продолжает подавать смесь в цилиндр и может продолжать это даже при отсутствии разности между давлениями в цилиндре и атмосфере.

При увеличении числа оборотов, в начале характеристики (фиг. 2), благодаря малому числу оборотов вакуум сравнительно невелик, и живая сила струи сравнительно невелика. При дальнейшем увеличении оборотов живая сила струи увеличивается, увеличивается и вакуум. Последний уменьшает зарядку рабочей смеси, а живая сила увеличивается. До некоторого режима оборотов увеличение зарядки, вследствие наличия живой силы, преобладает над уменьшением зарядки вследствие увеличения вакуума. Начиная же с какого то определенного для каждой машины числа оборотов, несмотря на то, что живая сила с увеличением оборотов все время растет, и, следовательно, увеличивает зарядку, падение давления с увеличением оборотов преобладает.

Размеры вакуума настолько сильно возрастают, что уменьшение зарядки вследствие увеличения вакуума не поополняется соответствующим увеличением.

живой силы. Отсюда, - начало падения кривой коэффициента наполнения

Для того, чтобы разобраться во всех явлениях, происходящих за период всасывания, и найти пути и меры борьбы с вакуумом, - необходимо проанализировать кривую всасывания, снятую на машине со слабой пружиной. Такая кривая всасывания и части выхлопа показаны на фиг. 3.



Фиг. 3

Чем характеризуется эта кривая? Как видим, в начале хода всасывания давление в цилиндре падает, и это падение увеличивается до момента, приблизительно, середины хода машины; затем давление в цилиндре начинает понемногу расти; максимальное возрастание его имеет место в момент нижней мертвой точки, т. е. к моменту конца всасывания; затем начинается подъем давления при обратном ходе поршня.

Чем объясняется такой вид кривой всасывания? Естественно, что увеличение падения давления до момента середины хода является результатом

увеличивающейся скорости поршня. Как мы знаем, общие потери напора пропорциональны квадрату скорости поршня; подъем же давления от среднего хода до конца, естественно, объясняется уменьшающейся скоростью поршня и, следовательно, уменьшающимися общими потерями напора.

Как правило, для всех машин — давление в цилиндре никогда не доходит до атмосферного в момент конца хода всасывания, т.е. в момент нижней мертвой точки. Давление в конце всасывания будет различно для различных машин, а вообще оно может колебаться при полном открытии дросселя от 0,7 до 0,95 атм. Что происходит после этого момента, когда поршень начинает двигаться в обратную сторону, т.е. перейдет на ход сжатия?

Как видно из фиг. 3, давление в начале этого периода растет и после определенного периода, доходит до давления во всасывающей трубе. Естественно, что если всасывающий клапан за этот период открыт, то благодаря наличию разницы между давлением во всасывающей трубе и давлением в цилиндре, в последний будет поступать смесь как за счет этой разницы давлений, так и за счет живой силы струи. Количество рабочей смеси, а, следовательно, и коэффициент наполнения вполне характеризуются и определяются давлением и вообще видом кривой всасывания, снятой с машины.

Вполне понятно, что чем больше будет давление во время хода всасывания, тем больше будет давление в конце всасывания (P_a). Но чем больше будет P_a , тем за меньший процент хода от нижней

мертвой точки давление поднимется до давления во всасывающей трубе; последний же момент — именно момент пересечения линии сжатия с линией давления в всасывающей трубе — является главным показателем, определяющим количество поступившей рабочей смеси. Чем раньше наступит этот момент пересечения линии сжатия с линией давления в трубе, — тем, естественно, будет большим количество засосанной в цилиндр смеси при данной конечной температуре смеси.

Отсюда вытекает следующее заключение о необходимом виде кривой всасывания в результате улучшения коэффициента наполнения: чем выше давление P_a и чем быстрее (т.е. чем круче) поднимается кривая сжатия после нижней мертвой точки, тем больше коэффициент наполнения. Последнее, т.е. быстрота подъема кривой сжатия, как известно, всегда определяется показателем политропы сжатия. Следовательно, для получения максимального коэффициента наполнения необходимо, чтобы показатель политропы сжатия за период от конца хода всасывания до момента пересечения кривой сжатия с давлением в трубе был максимальным.

Какие мероприятия конструктивного и другого порядка необходимо предпринять для получения желаемого вида кривой всасывания, т.е. для получения максимального давления во время всасывания, максимального давления P_a и максимального значения показателя политропы сжатия до момента пересечения с линией давления во всасывающей трубе. Разница давлений во время всасывания

между давлением в трубе и давлением в цилиндре (т.е. давление в цилиндре во время всасывания) определяется сопротивлением во всасывающей системе и скоростью движения смеси. Поэтому, для получения максимального давления необходимо максимально уменьшить как сопротивление всасывания, так и скорость всасывания. Выше было сказано, что в общей потере напора на всасывание сопротивление играет меньшую роль: главная потеря напора состоит из потерь на скорость, а так как гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости, то необходимо максимально уменьшить скорость потока смеси как во всасывающей системе, так и в особенности в проходе у седла клапана.

Уменьшить эту скорость можно только конструктивными мероприятиями, т.е. увеличением проходного сечения в клапанах и всасывающей системе. Особое значение, как уже сказано выше, скорость имеет в проходе у седла клапана. С этой целью необходимо предпринимать всевозможные конструктивные мероприятия к увеличению проходного сечения клапана. В настоящее время существуют следующие отдельные решения этого вопроса:

1. Увеличение числа клапанов. Имеется обычно

4 варианта:

1) два одинаковых клапана, один всасывающий, один выхлопной;

2) один большой всасывающий клапан и два малых выхлопных;

3) один выхлопной и два всасывающих.

4. два всасывающих и два выпускных.

При данном размере диаметра цилиндра каждый из этих вариантов по своему использует общую площадь размещения, представляемую диаметром цилиндра. Наибольшее сечение из чисто геометрических условий получается при том варианте, когда мы имеем два всасывающих больших и один выпускной клапан. Этот вариант может увеличивать проходное сечение всасывания по отношению к первому варианту до 23%; следующим идет четвертый вариант, увеличивающий по отношению к первому площадь прохода всасывания на 19%. Наиболее частым применяющимся на практике является четвертый вариант, дающий возможность облегчить производство деталей, благодаря производственному удобству клапанов.

II. Вторым конструктивным мероприятием по увеличению прохода всасывающего клапана является увеличение отношения диаметра к ходу машины. При увеличении этого отношения для размещения клапанов представляется большая площадь, а поэтому можно увеличить сечение клапанов. К такому методу мы обычно прибегаем при быстроходных машинах: чем быстроходнее машина, тем больше должно быть сечение клапанов при одном и том же объеме рабочего хода цилиндра. Отсюда понятно, что все быстроходные машины имеют большую величину отношения диаметра к ходу. Отдельные ци-

фры этих отношений представлены в табл. 2.

Таблица 2

Марка и фирма	S/D	Обороты	D	S
Непир-Рапир	1	3500	89 м/м	89
Побджой	1,13	3000	77	87
Рено-Бенгали	1,27	2900	109	140

Кроме указанных двух методов других конструктивных мероприятий к увеличению давления во время всасывания не имеется.

Перейдем к следующему вопросу, а именно вопросу о том, какими мероприятиями можно добиться максимального показателя полнотры во время сжатия за период от конца хода всасывания до момента пересечения с атмосферной линией. Есть одно мероприятие, применяющееся сейчас на практике: это — установка момента закрытия всасывающего клапана. Для того чтобы максимально поднять показатель полнотры этого участка и, следовательно, получить максимальное наполнение в цилиндре, необходимо применять запоздание закрытия всасывающего клапана. В табл. 3 и 4 представлены моменты закрытия всасывающего клапана для различных машин.

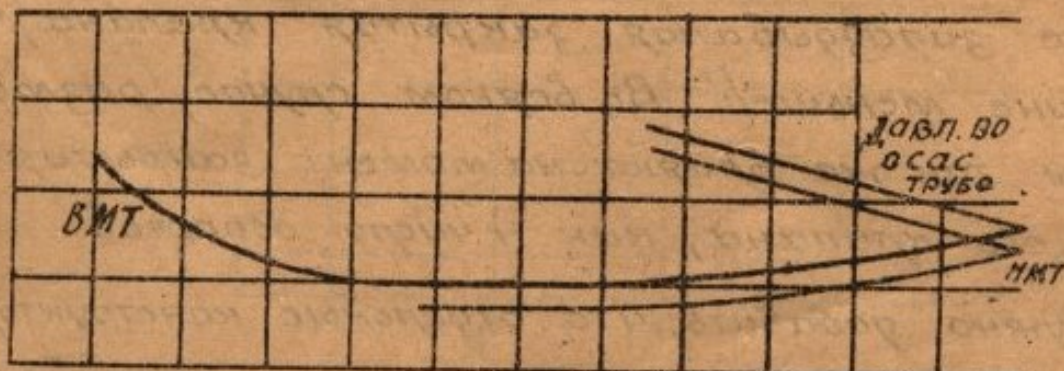
Если бы мы закрыли всасывающий клапан в нижней мертвой точке, то тем самым мы совершенно не использовали бы наличия разности давлений между атмосферой и цилиндром в первый

момент хода сжатия, а также не использовали бы живой силы струи; наоборот, нам нужно в нижней мертвой точке держать всасывающий клапан значительно открытым, с тем, чтобы использовать как указанную разницу давлений, так и живую силу струи смеси.

Таблица 3.

Моторы		Всасывание		Выхлоп	
		Открыт.	Закрыт	Открыт	Закрыт.
Кертис Конкв	2400	5° до ВМТ.	55° п.НМТ	60° до НМТ	5° п. ВМТ
Пенако 12	2400	10° " "	60 " "	60 " "	20 " "
М-34	1850	10° " "	58° " "	45 " "	10 " "
М-85	2400	12° " "	54 " "	65 " "	18 " "

Момент закрытия всасывающего клапана в сильнейшей степени зависит от числа оборотов: чем больше число оборотов, тем, естественно, больше скорость поршня, а, следовательно, тем больше и сопротивление всасывания. Поэтому линия всасывания пойдет при больших оборотах ниже (см. фиг. 4).



фиг. 4

Если линия всасывания идет ниже, давление конца всасывания также будет ниже, а следовательно, и кривая сжатия после нижней мертвой точки пойдет ниже, чем при малых оборотах. В результате получится, что точка пересечения кривой сжатия с давлением во всасывающей трубке наступит при больших оборотах позже, а, следовательно, большее время после нижней мертвой точки в цилиндре будет держаться давление ниже давления во всасывающей трубке. Последнее обстоятельство обязывает нас, в интересах использования разности давления, закрывать всасывающий клапан при больших оборотах позже, чем при малых оборотах.

Как увидим дальше, при изучении характеристики машины, скорость в клапанах растет не только с числом оборотов, но и с размером машины: чем больше размеры машины, тем больше скорость в клапанах при всех прочих равных условиях. Следовательно, и величина вакуума будет увеличиваться с размером машины при тех же оборотах.

Отсюда следует, что при тех же оборотах в большей машине придется устанавливать большие запаздывания закрытия клапана, чем в машине меньшей. Во всяком случае, размеры машины так же влияют на момент закрытия всасывающего клапана, как и число оборотов.

Нужно добавить, что отдельные конструкторы до последнего времени недостаточно оценивали большое значение момента закрытия всасывающего

клапана; сплошь и рядом в достаточно известных машинах можно было видеть неправильно установленный момент закрытия всасывающего клапана.

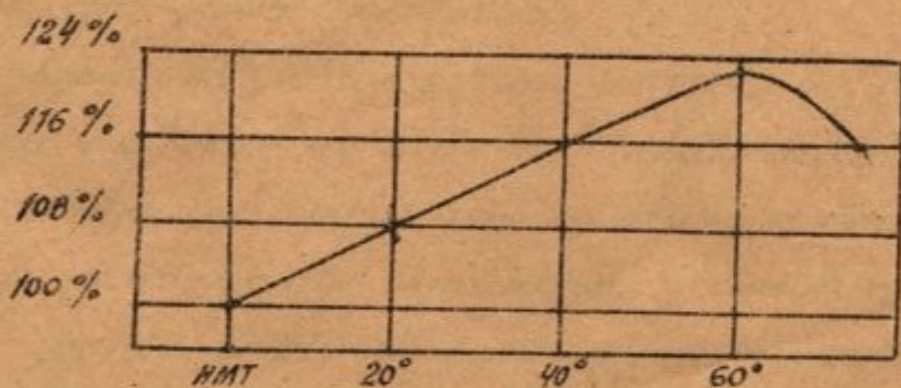
Этим отчасти объясняется большой разницей в установлении момента закрытия всасывающего клапана в разных машинах. Это можно видеть из таблицы 4.

Таблица 4.

Фирма	Марка	Нач. всасыв.	Конц. всасыв.
	Либерти	10° после ВМТ	45° после НМТ
БМВ	VI	6° " "	32° " "
Ролльс-Ройс	Кестрель	12° 90 " "	40° " "
Фиат	A-25	10° " "	50° " "
Испано	12 Увгя	10° " "	60 " "
	M-85	12° " "	54 " "

61487

Количество воздуха, добавляющегося в период от момента мертвой точки до момента пересечения линии сжатия с линией давления в трубе, весьма значительно. Поэтому и момент закрытия всасывающего клапана очень сильно влияет на мощность машины. Это влияние ясно видно из фиг. 5.



фиг. 5

Живая сила до и после НМТ также не является столь незначительной, чтобы использованием ее можно было пренебречь. В самом деле, если принять удельный вес смеси = 1,3, а скорость в трубах = 100 м/сек., то мы получим, что напор, который может быть создан этой живой силой, будет равен

$$\frac{10000}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{10000}{1,3}} = 0,065 \text{ кг/см}^2$$

Как видим, живой силой до и после НМТ может быть создан напор, равный 0,066 атм., что является довольно значительной величиной, улучшающей коэффициент наполнения. Наличие напора, создаваемого живой силой, дает нам возможность закрывать всасывающий клапан не только не раньше момента пересечения кривой сжатия с линией давления во всасывающей трубке, но даже несколько позже этого момента.

Надо заметить, что вследствие наличия неправильного и колебательного движения во всасывающей системе не все цилиндры могут использовать живую силу потока в одинаковой мере. При многоцилиндровых машинах может оказаться, что некоторые цилиндры не только не выиграли от живой силы струи, но даже пострадали.

Использование живой силы потока в значительной степени зависит от длины всасывающей системы; длина всасывающей трубы так или иначе влияет на коэффициент наполнения машины. С одной стороны увеличение длины всасывающей трубы повышает со-

противление движению и тем самым уменьшает коэффициент наполнения; с другой стороны с увеличением длины всасывающей трубы растет масса движущегося потока и живая сила, вследствие чего коэффициент наполнения увеличивается. В то же время нельзя забывать и того, что при увеличении длины трубопровода начинают играть все большее и большее значение инертность массы смеси при пульсации, а также упругие колебания (волны).

Инертность массы смеси может уменьшить коэффициент наполнения, а упругие колебания могут вызвать самые неожиданные результаты. Должен быть какой-то оптимальный размер трубопровода, при котором получается наивысший коэффициент наполнения, что может быть разрешено только индивидуальным экспериментом в отношении каждого типа машины.

Выбор формулы коэффициента наполнения и анализ этой формулы.

Выбор формулы коэффициента наполнения может быть выполнен на основании двух методов: 1) метод, базирующийся на принципе сохранения бесовых количеств и 2) метод, базирующийся на принципе сохранения теплоты, введенной в цилиндр. Примем следующие обозначения:

$G_{см}$ — количество действительно засосанной смеси за один ход в кг;

$C_{см}$ — теплосмкость смеси в больших калориях;

T_0 — абсолютная температура окружающей среды;

η_v - коэффициент наполнения.

G_2 - весовое количество продуктов горения, оставшихся от предыдущих циклов. в кг;

C_2 - теплоемкость продуктов горения в больших калориях;

T_2 - абсолютная температура продуктов горения;

G_a - весовое количество смеси продуктов горения и вновь засосанной рабочей смеси в кг;

C_a - теплоемкость этой смеси в больших калориях;

T_a - температура в конце хода всасывания;

ΔT - прирост температуры смеси вследствие нагревания ее во время всасывания от донушки поршня и других частей машины;

P_0 - давление окружающей среды в кг на m^2 ;

P_2 - давление продуктов горения во время выхлопного хода в кг на m^2 ;

P_a - давление хода всасывания в кг на m^2 ;

ϵ - степень сжатия;

V_h - рабочий объем цилиндра в m^3 ;

При всасывании смесь воздуха и топлива вносит с собой тепло:

$$Q_{см} = G_{см} C_{см} T_0 \dots \dots \dots (4)$$

Тепло остаточных газов равно

$$Q_2 = G_2 C_2 T_2 \dots \dots \dots (5)$$

Кроме того смесь получила тепло от поршня и стенок цилиндра = Q

Полное тепло внесенное в цилиндр, равно

$$Q_{см} = Q_2 + Q \dots \dots \dots (6)$$

Это количество тепла равно теплу смеси продуктов горения и новой смеси топлива и воздуха, т.е.

$$Q_{см} = Q_2 + Q = Q_a \dots \dots \dots (7)$$

Отсюда

$$G_{cm} (C_{cm} T_0 + G_2 C_2 T_2 + Q) = G_a C_a T_a \quad (8)$$

Примем $C_{cm} = C_2 = C_a$; тогда

$$G_{cm} T_0 + G_2 T_2 + \frac{Q}{C_{cm}} = G_a T_a, \quad (9)$$

но

$$\frac{Q}{C_{cm}} = G_{cm} \Delta T \quad (10)$$

$$G_{cm} \frac{V_h P_0 \gamma_v}{R_{cm} T_0}; \quad G_2 = \frac{V_h P_2}{(\varepsilon - 1) R_2 T_2}; \quad G_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{V_h P_a}{R_a T_a} \quad (11)$$

Приняв во внимание последние равенства, получим:

$$\frac{V_h P_0 \gamma_v T_0}{R_{cm} T_0} + \frac{V_h P_2 T_2}{\varepsilon - 1 R_2 T_2} + \frac{V_h P_0 \gamma_v}{R_{cm} T_0} \Delta T = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{V_h P_a T_a}{R_a T_a} \quad (12)$$

Считая газовые постоянные равными и проделав необходимые сокращения, получим:

$$\gamma_v P_0 + \frac{P_2}{\varepsilon - 1} + \frac{\gamma_v P_0 \Delta T}{T_0} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} P_a; \quad (13)$$

отсюда

$$\gamma_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon \frac{P_a}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}; \quad (14)$$

или, что то же,

$$\gamma_v = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\delta}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon - \frac{P_2}{P_a} \right]; \quad (14a)$$

здесь

$$\delta = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}$$

Выведенные формулы (4 - 14a) нельзя считать достаточно точными. Неточность является следствием того, что нами не принято во внимание расширение продуктов горения от давления

P_2 до давления всасывания. Если принять во внимание это расширение, то формула получает несколько иной вид. Вывод формулы с таким коррективом дается ниже.

$$G_{cm} C_{cm} T_0 + G_2 C_2 T_2 + Q = G_a C_a T_a \dots (15)$$

Пусть $T_{2 \text{ нач}}$ — температура оставшихся в цилиндре продуктов горения в ВМТ перед всасыванием, а T_2 — температура этих продуктов горения после их расширения до давления всасывания (P_a). Тогда

$$\frac{T_2}{T_{2 \text{ нач}}} = \left(\frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} ; \dots (16)$$

Здесь n — показатель политропы кривой расширения продуктов горения до давления P_a .

Принимаем, что

$$G_{cm} = \frac{\eta_v V_h P_0}{R_{cm} T_0} ; \quad G_2 = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_2}{R_2 T_{2 \text{ нач}}} ; \quad G_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{V_h P_a}{R_a T_a} \dots (17)$$

Подставив это значение в формуле 15 и проделав те же сокращения что и раньше, получим:

$$P_2 \frac{T_2}{T_{2 \text{ нач}}} + P_a (\varepsilon - 1) \eta_v \frac{1}{\delta} = P_a \varepsilon \dots (18)$$

Здесь, как и раньше, $\delta = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} \dots (19)$
следовательно

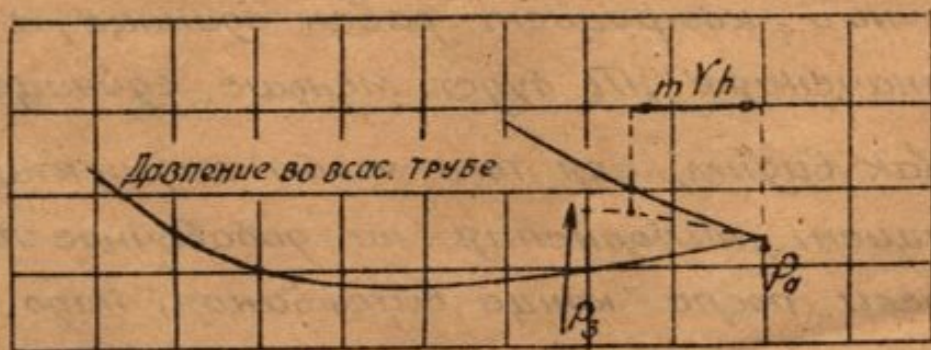
$$\eta_v = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\delta}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_2}{P_a}} \right] \dots (20)$$

Если сравнить последнюю формулу с формулой 14а, то мы увидим, что формула 14а дает по сравнению с последней формулой значение η_v , преуменьшенное на величину

$$\frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\delta}{\varepsilon - 1} \left[\frac{P_2}{P_a} - \sqrt[n]{\frac{P_2}{P_a}} \right]$$

Формулы 15-20 являются коррективом к предыдущим — на расширение продуктов горения. Однако, если в формулах 14 и 20 P_a взято с индикаторной диаграммы, то как те так и другие формулы, недостаточно точны. Или можно пользоваться только в том случае, если в них P_a не снято индикатором, а равно тому значению P_a , которое является результатом дополнения смеси после НМТ. Для случая определения η_v на основании снятой диаграммы всасывания, выведенные выше формулы требуют корректива ^{еще} на наполнение смеси за период от конца входа всасывания до момента пересечения линии сжатия с линией давления во всасывающей трубе.

Для введения такого корректива выведем следующие обозначения: пусть m — часть рабочего объема, которую описывает поршень от конца хода всасывания до момента пересечения кривой сжатия с линией давления во всасывающей трубе. Далее, пусть линия сжатия (показанная на фиг. 6. сплошной линией) будет линией действитель-



Фиг. 6

тельного сжатия, а пунктирная линия - линия адиабатического сжатия и пусть P_3 есть давление, которое мы имели бы в цилиндре при адиабатическом сжатии в момент закрытия всасывающего клапана, а P - действительное давление в цилиндре в этот момент. Тогда мы имеем отношение

$$\frac{P_3}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V_a - \pi V_h} \right)^{\kappa} = \frac{V_h^{\kappa}}{V_h^{\kappa}} \left[\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon-1}}{\frac{\epsilon}{\epsilon-1} - \pi} \right]^{\kappa} = \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon-1}}{\frac{\epsilon}{\epsilon-1} - \pi} \right)^{\kappa} \quad (21)$$

отсюда

$$\frac{P}{P_3} = \frac{P}{P_a} \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon-1} - \pi}{\frac{\epsilon}{\epsilon-1}} \right)^{\kappa} \quad (22)$$

Пренебрегая нагревом смеси за время в течение которого поршень опишет объем πV_h , мы получим, что действительный коэффициент наполнения равен

$$\eta = \left[\frac{P}{P_a} \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon-1} - \pi}{\frac{\epsilon}{\epsilon-1}} \right)^{\kappa} \right] \frac{1}{\epsilon-1} \left[\frac{P_a}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \quad (23)$$

Поправочный коэффициент, заключенный в первые прямые скобки, говорит о том, что момент закрытия всасывающего клапана брать надо очень осторожно; так, например, при $P_a = 0,83 \text{ кг/см}^2$, $\epsilon = 6$ и $P = 1 \text{ атм.}$ брать π больше, чем 0,15, нет смысла, так как при таких значениях P_a , ϵ и P поправочный коэффициент равен единице, а при больших значениях „ π “ будет меньше единицы.

Как видим, для того чтобы скорректировать коэффициент наполнения на добавочное поступление смеси после конца всасывания, надо выражение для коэффициента наполнения по формуле

(14) или (20) умножить на величину (22), в результате чего мы и получим для определения коэффициента наполнения формулу (23). Наиболее точной надо, конечно, считать последнюю формулу коэффициента наполнения, что подтверждается и экспериментальными данными. В таблице 5 представлены коэффициенты наполнения для отдельных машин, рассчитанные по формуле (23) и подтвержденные экспериментально.

Таблица 5.

Мотор	Коэффициент наполнения	
	Расчетный	Эксперим. получ.
Сальмсон	0,78	0,79
Трактор ХТЗ	0,82	0,81

Анализ указанной формулы показывает следующее: вместе с увеличением степени сжатия растет коэффициент наполнения. Данное положение к сожалению, не вполне согласовывается с экспериментами отдельных исследователей. Так из эксперимента Рикардо следует обратное явление: с увеличением степени сжатия коэффициент наполнения уменьшается. Но надо сказать, что такое заключение выведенное Рикардо, не оправдывается другими экспериментами, в том числе и моими.

Дальше, для увеличения коэффициента наполнения, как видно, надо уменьшать P_2 , увеличивать P_1 и, по возможности, уменьшать ΔT . Отдельные величины имеют в действующих ма-

шинах, в среднем, следующие значения:

P_z - для авиационных машин колеблется от 1,05 до 1,12.

P_a - изменяется от 0,85 до 0,98 (с учетом добавления смеси после НМТ)

ΔT - зависит, конечно, от индивидуальных особенностей машины, но в среднем с достаточной точностью его можно брать от 20 до 40°. Верхнего предела надо придерживаться для машины с воздушным охлаждением, а нижнего - для машины с водяным охлаждением.

E - в существующих моторах колеблется от 5 до 7,5.

Остановимся на величине ΔT . Эта величина имеет не малое значение для определения температуры конца всасывания.

Как она изменяется? До сих пор не поставлено экспериментов по изучению изменения ΔT . О законах ее изменения можно судить только на основании изучения влияющих на нее факторов; ΔT - должно изменяться в зависимости от интенсивности охлаждения машины, от числа оборотов и от степени сжатия.

Интенсивность охлаждения машины увеличивает ΔT . В зависимости от оборотов ΔT должно изменяться очень сложно. Если проследить изменения ΔT с числом оборотов для данной машины, меняя обороты по внешней характеристике от 0 и дальше, то с увеличением оборотов за-

мечается определенная тенденция к уменьшению ΔT .

Объяснить это, очевидно, можно следующим: вместе с ростом оборотов, неизбежно растет температура стенок цилиндра и камеры горения (см. табл. 6). Но с другой стороны температура стенок растет значительно медленнее, чем обороты; это значит, что время соприкосновения смеси со стенками уменьшается быстрее, чем растет температура стенок; в результате смесь менее нагревается.

Таблица 6

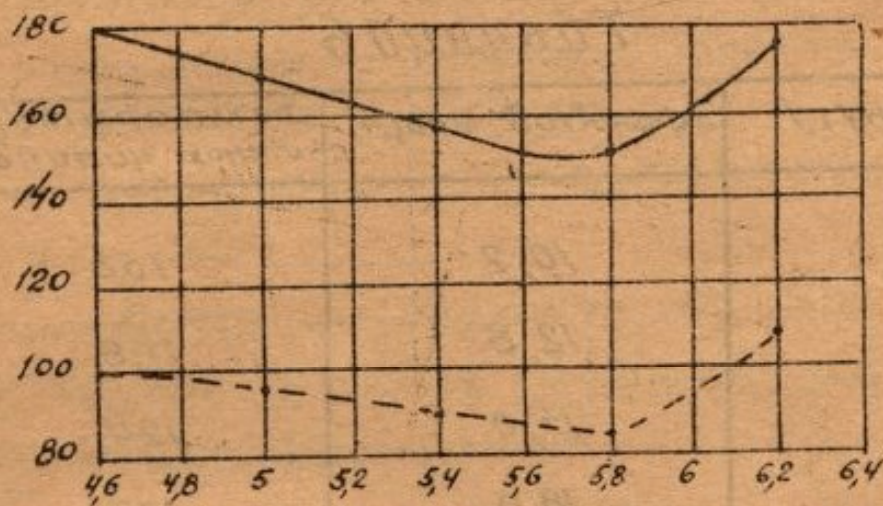
Оборот в минуту	Эффектив. мощн.	Температура стенок цилиндра
800	10,2	100
1000	12,8	108
1200	15,0	124
1400	18,0	123
1600	19,7	136
1800	20,6	138

Если сравнить значение ΔT для разных машин с различными оборотами, но с одинаковой мощностью, то всегда наблюдается определенная тенденция роста ΔT вместе с ростом быстроходности машины.

Зависимость ΔT от степени сжатия достаточно определенная: ΔT имеет тенденцию к понижению вместе с увеличением степени сжатия,

но до определенного предела — пока не наступит детонация и не начнет сильно ухудшаться тепловой процесс машины.

Объяснение этого факта, очевидно, заключается в показанном на фиг. 7 изменении температуры стенок цилиндра в зависимости от степени сжатия.



Фиг. 7

Короче говоря, всякие факторы, ухудшающие тепловой процесс машины, увеличивают значение ΔT . Однако, надо считать, что ΔT изменяется (в среднем) в пределах, указанных выше, этим и надо руководствоваться при расчетах, каждый раз считаясь с индивидуальными особенностями машины, т.е. принимая во внимание быстротходность машины, интенсивность охлаждения машины и степень сжатия. Так например, для машины с воздушным охлаждением ΔT будет, конечно, выше, чем для машины с водным охлаждением. Для машины, работающей на детонирующем топливе, ΔT будет выше, чем для

машины, работающей на хорошем топливе и т.д.

Формулы, выведенные для η_v , давая возможность объяснить зависимость его от различных факторов и рассчитать, - все же недостаточно четко объясняют зависимость η_v от отдельных, интересующих факторов. Так например, из них не видно зависимости от изменяющихся атмосферных условий. Поэтому необходимо вывести формулу, дающую возможность оценить влияние окружающих условий. Вывод формулы η_v в зависимости от температурных условий дается ниже.

Если бы скорость течения смеси в двигателе при неизменном перепаде давления и температурой не менялась, то не изменялся бы и коэффициент наполнения. Но так как скорость течения при неизменном перепаде давления между атмосферой и цилиндром изменяется пропорционально корню квадратному из абсолютных температур, то, следовательно,

$$\eta_v = k \sqrt{T_0} \dots \dots \dots (24)$$

Как видно из формулы (24), коэффициент наполнения изменяется пропорционально квадратному корню из абсолютной температуры. Формула (20) дает возможность оценивать влияние, оказываемое на коэффициент наполнения условиями всасывания и выхлопа. Проанализируем с этой точки зрения формулу (20).

Вместе с изменением оружающего давления изменяется величина P_0 , но в то же время

изменяется и давление конца всасывания P_a .
Вместе с давлением P_a и P_0 изменяется также давление
выхлопа.

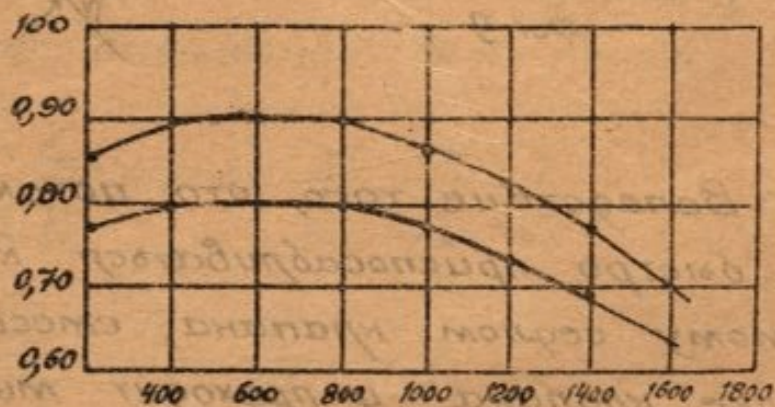
Практически, при изменении давления P_0 отноше-
ние P_a/P_0 изменяется незначительно. Принимая во вни-
мание это обстоятельство, а также и то, что второй мно-
житель в формуле (20) есть величина постоянная, —
получим, что третий множитель, т.е. величина, заклю-
ченная в скобки, вполне может давать оценку влия-
ния на η_v изменяющихся условий всасывания и
выхлопа. Если полностью изменяются условия всасы-
вания и выхлопа (т.е. температура и давление),
то очевидно, что полное изменение коэффициента
наполнения будет пропорционально произведению
квадратного корня из абсолютной температуры
на отношение величины, заключенной в скобки урав-
нения (20), т.е. если мы переходим от температуры
 T_0 и P_0 к каким то новым температурам T и P , то
новый коэффициент наполнения η_v , согласно уравнению
(20) и (24), будет равен

$$\eta_v = \eta_{v0} \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_a}{P_0}}}{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_{a0}}{P_{00}}}} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \dots \dots \dots (25)$$

η_v в значительной степени зависит от интенсивно-
сти охлаждения машины. Увеличение коэффициента
наполнения вместе с увеличением охлаждения за-
висит от следующих причин: 1) уменьшается ΔT и
тем самым увеличивается удельный вес смеси;
2) падает температура продуктов горения, а следо-
вательно, давление P_2 и температура T_2 .

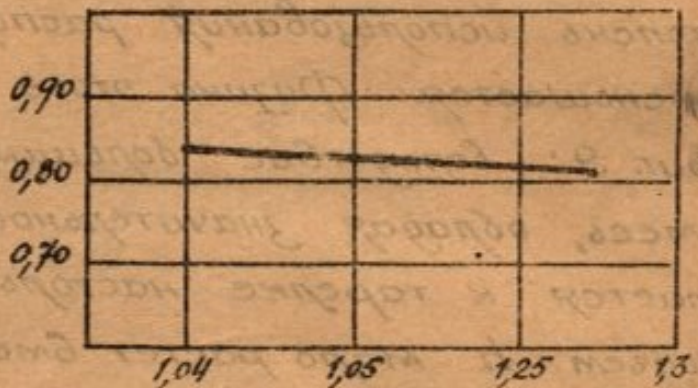
Зависимость коэффициента наполнения от температуры охлаждения воды и от R_2 показана на фиг 8 и фиг 8а.

Разберем теперь зависимость η_v от конструктивных элементов всасывающих органов



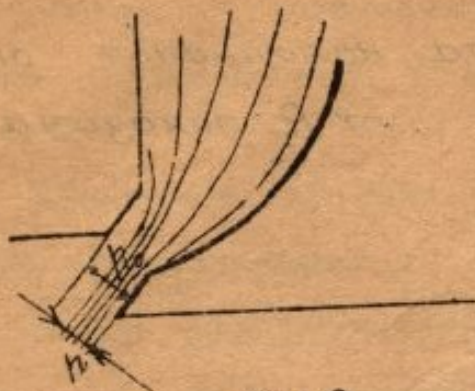
фиг. 8

Форма тарелки всасывающего клапана имеет большое влияние на коэффициент наполнения. Причина заключается во влиянии формы тарелки на так называемый коэффициент истечения. Здесь под коэффициентом истечения понимается отношение действительно использо-

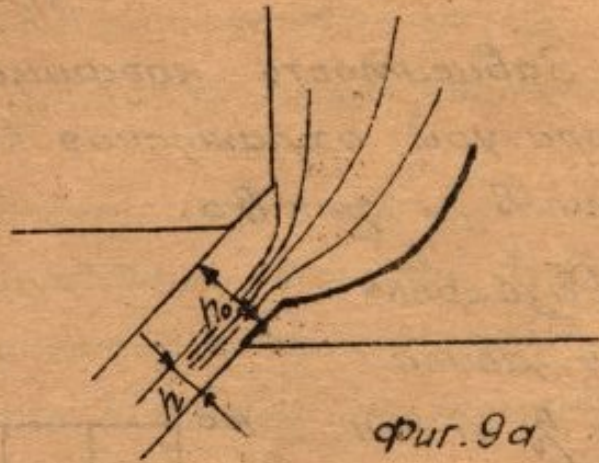


фиг. 8а

ванного сечения прохода всасывающего клапана к располагаемому сечению. Как оказывается, проходное сечение всасывающего клапана далеко не используется при работе машины. Указанное утверждение вполне понятно из фиг. 9. Согласно данным этой фигуры коэффициент истечения φ равен отношению $\frac{h}{h_0}$.



фиг. 9



фиг. 9а

Вследствие того, что поток смеси не может быстро приспособляться к завороту, вызываемому седлом клапана, смесь отжимается к тарелке клапана и проходит мимо первых элементов сечения. В результате сечение оказывается использованным не более, чем на 65-70%.

При увеличении подъема клапана по отношению к его диаметру, коэффициент истечения (т. е. степень использования располагаемого сечения) уменьшается. Физика этого явления понятна из фиг. 9: вследствие больших скоростей всасывания смесь, обладая значительной инертностью, отжимается к тарелке настолько, что используемый подъем h мало растет вместе с ростом подъема клапана.

Этот коэффициент истечения в свою очередь зависит от разных причин, причем главное влияние на него оказывают скорость потока и форма тарелки клапана. Для увеличения φ надо давать плавный переход от стержня клапана к тарелке, для чего этот переход должен выполняться с большим радиусом закругления.

Коэффициент наполнения необходимо еще связать с так называемым коэффициентом остаточных газов γ . Под последним мы понимаем отношение веса газов, оставшихся после выхлопа продуктов горения, к весу вновь засосанной смеси.

Пусть γ_a - удельный вес смеси, содержащейся в цилиндре в конце всасывания. Тогда понятно, что

$$\eta_v = \frac{\frac{\epsilon}{\epsilon-1} V_h \gamma_a}{(1+\gamma) V_h \gamma_0}; \quad \text{но } \frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T}{T_a}$$

отсюда:

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{(1+\gamma)} \dots (26)$$

Вывод формулы для определения γ дан ниже. Мы видели (11), что в конце выхлопа в камере сгорания остается количество газов, по весу равное

$$G_2 = \frac{V_h}{\epsilon-1} \cdot \frac{P_2}{R_2} \cdot \frac{1}{T_2}$$

В то же время из указанной формулы следует, что количество засосанной смеси равно по весу

$$G_{см.} = \frac{V_h \cdot P_0 \cdot \eta_v}{R_{см} T_0}$$

Отсюда коэффициент остаточных газов γ (т.е. отношение весовых количеств оставшихся продуктов горения и вновь засосанной смеси) равен

$$\gamma = \frac{\frac{V_h}{\epsilon-1} \cdot \frac{P_2}{R_2} \cdot \frac{1}{T_2}}{\frac{V_h \cdot \eta_v \cdot P_0}{R_{см} T_0}}$$

Считая $R_{см.} = R_2$, получим:

$$\gamma = \frac{1}{\epsilon-1} \cdot \frac{P_2}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{1}{\eta_v} \dots (27)$$

Последняя формула не учитывает нагрева смеси на ΔT (см. фиг. 10). При учете этого нагрева γ будет равен

$$\gamma = \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_2}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{T_0 + \Delta T} \dots \quad (28)$$

§ 2. СЖАТИЕ.

Кратко объясним значение сжатия для работы машины. Приходится констатировать, что значение сжатия и его необходимость часто недопонимается во всей полноте.

Сжатие необходимо нам по следующим причинам:

1. Вместе со сжатием растет температура горения, поскольку еще до горения смесь нагревается до определенной высокой температуры; вместе с ростом температуры горения растет, как известно, и тепловый эффект работы машины.

2. Вместе со сжатием уменьшается объем камеры горения (как мы увидим ниже, — в главе о горении уменьшение объема камеры горения является одним из главнейших факторов уменьшения вредного влияния детонации. Кроме того малый размер камеры горения увеличивает интенсивность перемешивания молекул топлива с молекулами воздуха.

3. Сжатие повышает давление смеси при горении и тем самым понижает температуру самовоспламенения смеси.

4. Вследствие повышения температуры смеси во время сжатия увеличивается интенсивность химической реакции процесса горения. Действительно, скорость реакции выражается следующим образом:

$$W = c\sqrt{T} e^{-\frac{E}{RT}} \dots \dots \dots (29)$$

W - скорость реакции,

c - коэффициент,

e - основание натур. логар.

Как видим скорость реакции в сильнейшей степени зависит от температур; температура входит в эту формулу два раза.

5. Вместе с повышением давления сжатия, растет (согласно кинетической теории теплоты) количество ударов частиц друг о друга, а, следовательно, растет и интенсивность встречи молекул воздуха с молекулами топлива. Как известно, связь числа ударов с давлением по кинетической теории теплоты определяется формулой:

$$P = cN\pi u \dots \dots \dots (30)$$

Здесь c - коэффициент, N - числа частиц, π - число ударов в сек. и u - скорость частиц.

Из этой формулы очевидно влияние давления на интенсивность процесса горения.

Главное явление, с которым приходится иметь дело при исследовании процесса сжатия, - это процесс теплообмена между смесью и стенками цилиндра, а также явление пропуска смеси через неплотности поршневых колец.

Переходим к теплообмену. При расчете теплового процесса, необходимо подсчитать количество теплоты, отданного во время процесса сжатия. Подсчет количества теплоты, ушедшей в воду во время сжатия, необходим не только для определения показателя политропы сжатия. Выведем формулу, даю-

щую возможность подсчитать это тепло. Вывод этой формулы возможен как для варианта с неизменяющейся теплоемкостью смеси, так и для варианта с изменяющейся теплоемкостью смеси. Вывод формулы при неизменяющейся теплоемкости смеси дается ниже.

Условимся относительно следующих обозначений:
 Q - количество теплоты, отдаваемой на охлаждение одним килограммом смеси в единицу времени в течении хода сжатия;

C_v - теплоемкость смеси;

$A\mathcal{L}$ - действительная работа сжатия одного килограмма смеси.

Как известно:

$$A\mathcal{L} = \frac{AR}{1-n} (T_c - T_a); \dots \dots \dots (31)$$

γ - удельный вес смеси;

T_a - температура начала сжатия;

T_c - температура конца сжатия.

Ясно, что

$$Q = C_v(T_c - T_a) + \frac{AR}{1-n} (T_c - T_a) \dots \dots \dots (32)$$

В формулах (31) и (32) n - показатель политропы сжатия.

$$\frac{Q}{A\mathcal{L}} = \frac{Q}{\frac{AR}{1-n} (T_c - T_a)} = \frac{C_v(T_c - T_a)}{\frac{AR(T_c - T_a)}{1-n}} + 1 \dots \dots \dots (33)$$

или

$$\frac{Q}{A\mathcal{L}} = \frac{C_v(1-n)}{AR} + 1 = \frac{\kappa - n}{\kappa - 1}; \dots \dots \dots (34)$$

следовательно, тепло, ушедшее в воду во время сжатия, равно:

$$Q = A\mathcal{L} \left(\frac{\kappa - n}{\kappa - 1} \right) \dots \dots \dots (35)$$

Показатель политропы сжатия (n) зависит, как видно, от теплоотдачи на охлаждение и меняется в зависимости от оборотов, размеров и интенсивности охлаждения в пределах 1,35-1,37.

§3. Горение

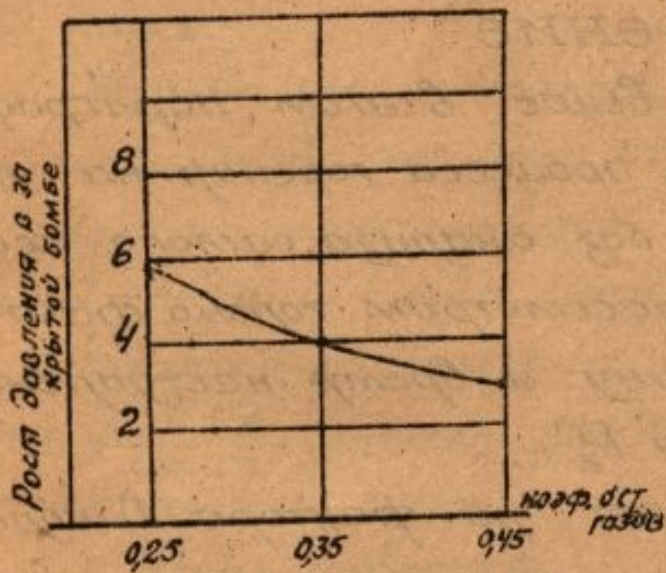
Как было указано выше, в этом параграфе мы рассмотрим влияние процесса горения на индикаторную диаграмму без анализа самого химизма горения. Здесь рассмотрим только факторы, влияющие на величину и время наступления максимального давления P_z .

На величину P_z влияют три фактора 1) количество тепла, выделенного до наступления максимального давления P_z , или другими словами, коэффициент выделенного тепла; 2) коэффициент молекулярного изменения; 3) количество тепла, отданного на охлаждение за период горения.

Под коэффициентом выделенного тепла (ξ) мы понимаем число, показывающее, какая часть тепла от введенного в машину выделяется до момента наступления давления P_z . Величина ξ зависит от ряда причин; главные из них: 1) количество продуктов горения, оставшихся в цилиндре от предыдущих циклов; 2) момент подачи искры в машину, или, как мы называем его, момент зазора; 3) интенсивность вихревой энергии смеси в цилиндре; 4) конструкция головки цилиндра и 5) качество топлива.

При выборе величины ξ для теплого рас-

чета необходимо считаться с вышеуказанными причинами. Влияние остаточных продуктов горения на величину роста давления при горении видно из фиг. 10.



фиг. 10

Причины этого влияния будут выяснены дальше

Вместе с увеличением опережения подачи искры в машине, P_z растет; в настоящее время нормальным моментом подачи искры является опережение $30-40^\circ$ до верхней мертвой точки.

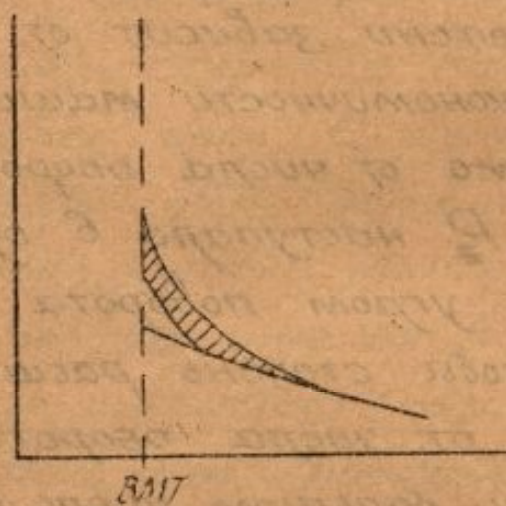
Величина опережения растет вместе с ростом числа оборотов. Теоретически (в интересах увеличения теплового эффекта работы машины) необходимо, чтобы P_z наступало возможно скорее и было как можно больше. Чем раньше наступит полное значение P_z , тем больше будет степень расширения газов, и чем больше будет величина P_z тем при данной степени расширения — большее количество тепла пойдет в работу за время расширения.

То и другое, конечно, увеличивает тепловой эффект работы машины. Отсюда как будто бы следует необходимость возможно больше увеличить P_z и добиться, чтобы он наступал возможно скорее, для чего надо раньше давать в машину искру. Однако, практически в этом на-

давлении нельзя идти далеко, и наиболее правильным опережением сейчас считается подача искры не раньше $30-35^\circ$ до верхней мертвой точки. Невозможности более ранней подачи искры объясняется следующими причинами.

Прежде всего вместе с увеличением опережения увеличивается и работа сжатия, как видно из фиг. 11.

На этой фигуре заштрихованный участок показывает увеличение работы сжатия вследствие увеличения опережения зажигания.



Фиг. 11

Вторая причина невозможности большого опережения заключается в самом росте давления до P_z . При ранней подаче

искры накопление давления от горения идет слишком интенсивно, быстро, что крайне отрицательно влияет на работу машины вообще и на работу подшипников в особенности.

Резкий рост давления во время горения выдвигает смазку из подшипников и вызывает явление так называемого полусухого трения, т. е. трение металла шейки о металл подшипника. Кроме того при быстром нарастании давления получается значительный прогиб коленчатых валов, увеличивается боковое давление на поршень, что вызывает удар поршня о стенки цилиндра и стуки

торшня. Машина начинает работать „жестко“, с ϵ -е это вместе взятое ухудшает механический коэффициент полезного действия машины.

В результате ухудшения механического коэффициента полезного действия и прибавления работы сжатия (см. заштрихованную часть фиг. 11) увеличивается предварения запала сплошь и рядом вызывает падение числа оборотов.

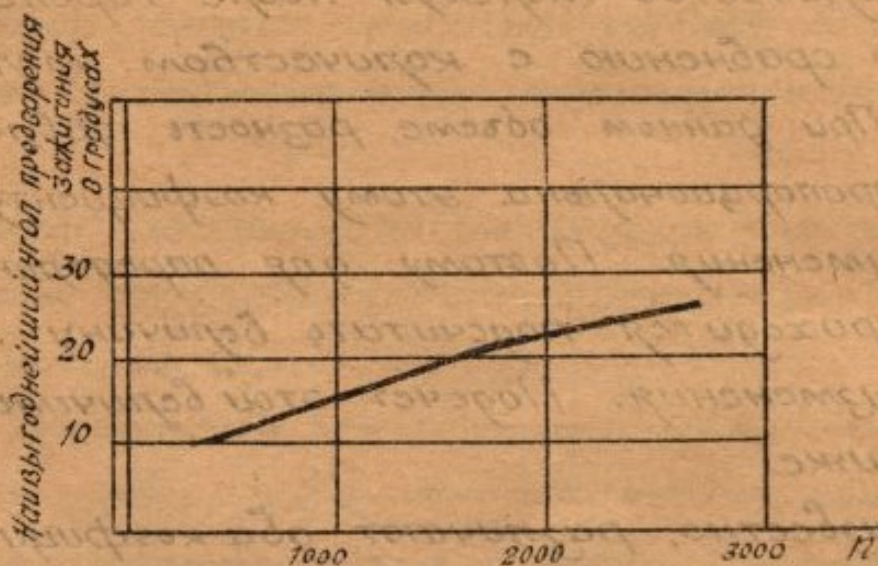
Момент подачи искры в цилиндр в значительной степени зависит от числа оборотов машины. Для экономичности машины необходимо, чтобы независимо от числа оборотов максимальное давление P_z наступало в один и тот же момент, под тем же углом поворота кривошипа машины, с тем чтобы степень расширения в машине не зависела от числа оборотов. Естественно, поэтому, что при большом числе оборотов самый рост давления должен был бы происходить быстрее, оставаясь таким же самым за один градус поворота кривошипа.

Но так как процесс горения сам по себе мало зависит от оборотов машины, то для получения одинакового P_z при при большом числе оборотов необходимо давать более раннее предварение запала. Поэтому быстросходные машины должны быть отрегулированы на более раннее предварение запала чем тихосходные машины (см. фиг. 11а).

Следующий фактор, влияющий на коэффициент выделения тепла: конструкция камеры горения. Форма камеры горения в сильнейшей степени

влияет на коэффициент выделення тепла: В данной работе мы на этом вопросе останавливаться не будем, поскольку у нас, в авиационном деле, применяется, по существу, одна конструкция камеры - камера с верхним расположением клапанов (включая сюда и шатровые камеры).

Камера горения должна удовлетворять двум условиям: в целях увеличения коэффициента выделення тепла она должна уменьшать детонацию машины и обеспечивать достаточную взрывную энергию для интенсивности горения. Камеры применяющиеся в авиационном деле, в достаточной мере удовлетворяют этим двум условиям. В них, правда, отсутствуют определенные конструктивные приспособления для увеличения взрывной энергии в машине (как это имеет место в автомобильной камере Рикардо), но простота камеры, прямое, без заворотов движение потока смеси в цилиндре, малая поверхность камеры горения обеспечивают сохранение значительной



Фиг 11а

части взрывной энергии, приобретенной потоком смеси при всасывании. С другой стороны, компактность камеры горения, ее простота и хорошее охлаждение в достаточной мере обеспечивают уменьшение явления детонации во время горения. Кроме того увеличивать взрывную энергию вольтше имеющейся в общей камере авиамоторов и не следует, так как большая взрывная энергия вызывает увеличение нарастания давления и, следовательно, увеличение жесткости работы (и тем сильнее, чем больше размеры машины).

Мы ограничимся здесь этими указаниями, так как полный анализ конструкции авиационных камер горения с точки зрения их качества в отношении процесса горения будет дан в разделе конструкции головок.

Следующий фактор, влияющий на величину P_z , это так называемый коэффициент молекулярного изменения. Под коэффициентом молекулярного изменения мы понимаем число, показывающее во сколько раз количество молекул после горения увеличилось по сравнению с количеством молекул до горения. При данном объеме разность давлений будет, конечно, пропорциональна этому коэффициенту молекулярного изменения. Поэтому для определения величины P_z приходится подсчитать величину молекулярного изменения. Подсчет этой величины производится ниже.

Как известно, различают два коэффициента молекулярного изменения: химический и полный

Первый (обозначим его через M_0) есть число, показывающее отношение количества молекул, полученных от горения свежей смеси (при данном α), к количеству молекул в этой смеси до горения, т.е.

$$M_0 = \frac{(1 + \alpha L_0) m_2}{\frac{1}{m_{\bar{m}}} + \frac{\alpha L_0}{m_b}} \dots \dots \dots (36)$$

Здесь m_2 , $m_{\bar{m}}$, m_b — соответственно молекулярные веса продуктов горения (при данном α), паров топлива и воздуха. При учете остаточных газов действительный полный коэффициент молекулярного изменения (M) будет равен

$$M = \frac{(1 + \alpha L_0)(1 - \gamma) m_2}{\frac{1}{m_{\bar{m}}} + \frac{\alpha L_0}{m_b} + \frac{(1 + \alpha L_0)\gamma}{m_2}} \dots \dots \dots (37)$$

Понятно, что приведенные формулы дают возможность определить M_0 и M для случая, когда вся смесь уже сгорит, чего не бывает в момент наступления P_z обычно этой неточностью пренебрегают.

Пользуясь коэффициентом выгорания тепла и коэффициентом молекулярного изменения можно легко подсчитать величину P .

Пусть M_1 имеем H — теплопроизводительность одного кг топлива, L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для горения 1 кг топлива; α — коэффициент избытка; C_v — теплоемкость продуктов горения; T_z — температура после горения;

T_c - температура в начале горения; P_c - давление до горения. В этом случае мы должны были бы иметь такое равенство для определения величины T_z :

$$(\alpha \alpha_L + 1 + \gamma) C_v (T_z - T_c) = H \xi$$

Из характеристического уравнения получаем, что для случая горения при постоянном объеме $\frac{T_z}{T_c} = \frac{P_z}{P_c}$

Если бы не было молекулярного изменения, то из отношения температур мы получили бы отношение давлений. В действительности отношение давлений будет большим, и полученное из предыдущего отношение давлений необходимо помножить на коэффициент молекулярного изменения M .

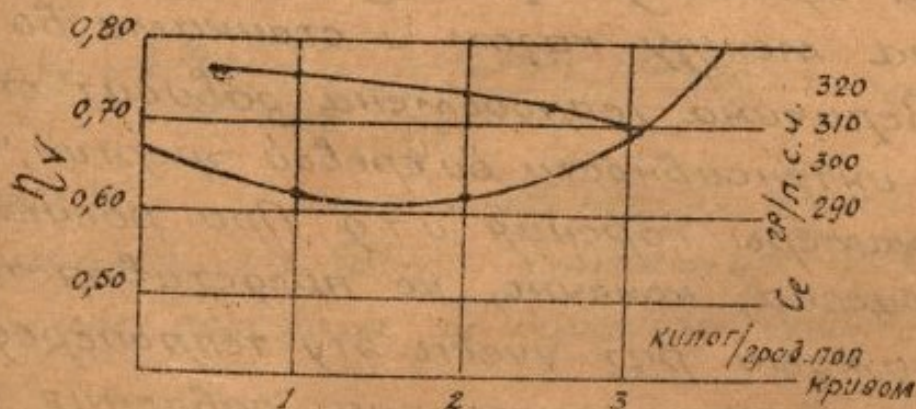
Последняя поправка (только на M) была бы правильной, если бы горение заканчивалось в ВМТ. Но величина P_z для авиационных моторов никогда не наступает в верхней мертвой точке, т.е. горение никогда не происходит при постоянном объеме; оно происходит за время некоторого изменения объема от V_c до какого то V_z . Разность этих объемов $V_z - V_c$ зависит от интенсивности горения.

Теоретически для качества горения этот прирост объема должен быть минимальным, т.е. продолжительность наступления момента P_z после ВМТ должна быть минимальна, как указывалось выше. Явление жесткости работы машины при резком росте давления и наступлении явлений детонации, которыми сопровождается быстрое наступление P_z , требуют увеличения разности объемов V_z и V_c , т.е. требуют чтобы горение происходило не при постоянном объеме, а при опре-

деленном изменении объема от V_c до V_z

Величина разности $V_z - V_c$ обычно подсчитывается по оптимальной величине нарастания давления за 1° поворота кривошипа. В практической работе установлено, что достаточно мягкая и экономичная работа машины получается при росте давления порядка 2-3 кг на 1° поворота кривошипа. Рассчитав P_z по вышеуказанному правилу и пользуясь указанным нарастанием давления, можно легко подсчитать время нарастания давления от P_c до P_z а, следовательно, и разницу объемов.

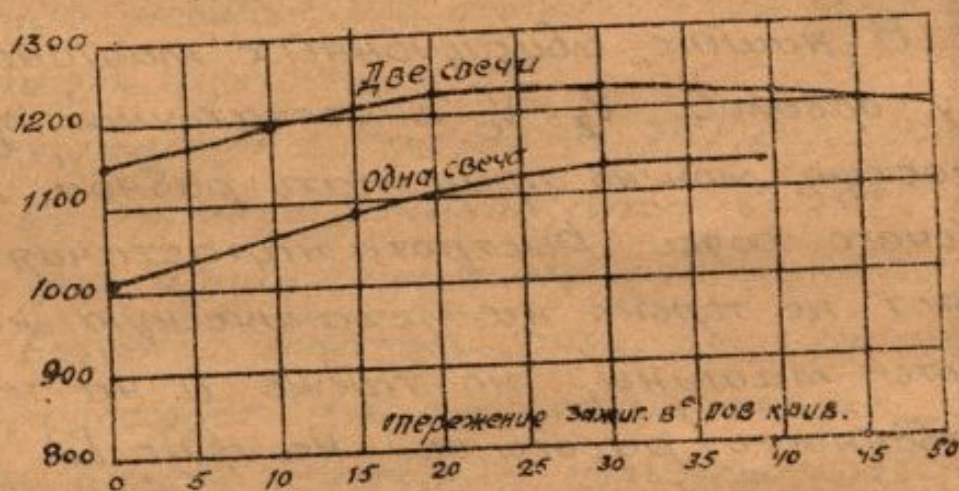
В наших авиационных машинах эту разницу объемов $V_z - V_c$ с достаточной практической точностью можно принимать равной 2-3% объема рабочего хода. Быстрота нарастания давления влияет не только на механическую качественность работы машины, но также и на тепловую качественность работы ее. На фиг. 12 дана зависимость отдельных показателей машины о нарастании давления.



Фиг. 12

Большое влияние на нарастание давления от P_c до P_z оказывает количество свеч в машине: вместе с увеличением количества свеч нарастание давления увеличивается и вместе с тем увеличивается мощность и обороты машины

Обычно сильно увеличивается рост давления в машине при переходе от одной свечи к двум. Значительно меньше увеличивает давление переход от двух свеч к трем. Влияние количества свеч на мощность и обороты машины показаны на фиг. 13.



фиг. 13

Уменьшающее влияние на нарастание давления и на величину P_z оказывает величина теплообмена между газом и стенками во время горения. Величина теплообмена зависит от ряда причин: от интенсивности вихревой энергии, от конструкции камеры горения и т.д. При расчете теплового процесса, конечно, не представляется возможным каждый раз учесть эту теплосредачу за короткое время нарастания давления от P_c до P_z . При расчете мы обычно удовлетворяемся определенным процентом от введенного тепла в

машину, причем это устанавливается экспери-
ментально. Практически достаточно точным будет
принять эту величину равной 1-3% от введенного
тепла.

Учтя указанные выше поправки и соображе-
ния, можно следующим методом подсчитать T_z .

От одного килограмма топлива имеем $(\alpha L_0 + 1)$
килограммов смеси. Здесь L_0 - количество возду-
ха, теоретически необходимое для горения, и α -
коэффициент избытка. Такое количество смеси
вместе с остаточными газами будет в ВМТ иметь
объем

$$V_c = \frac{(\alpha L_0 + 1 + \gamma) R_{см} T_c}{P_c} \dots \dots \dots (38)$$

Здесь P выражено в кг на M^2 ; $R_{см}$ - газовая по-
стоянная для смеси воздуха, паров топлива и
остаточных продуктов горения. Приняв изменение
давления от P_c до P_z идущим по прямой (см. фиг. 14),
найдем, что за время изменения давления от P_c
до P_z указанным количеством газов совершает-
ся работа, равная

$$(V_z - V_c) \frac{P_c + P_z}{2},$$

или, приняв во внимание выражение (38), получим:

$$(\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) \frac{R_{см} T_c}{P_c} \left(\frac{V_z}{V_c} - 1\right) \left(\frac{P_c + P_z}{2}\right) = \frac{(\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma)}{2} R_{см} T_c \left(\frac{V}{V_c} - 1\right) \left(1 + \frac{P_z}{P_c}\right)$$

Примем, что " Ψ " есть коэффициент отдачи тепла на
охлаждение за время изменения давления от P_c до P_z .
Тогда для подсчета T_z получим уравнение:

$$A = (\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) R_{см} T_c \left(\frac{V_z}{V_c} - 1\right) \left(1 + \frac{P_z}{P_c}\right) + (\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) C_v (T_z - T_c) = H(\xi - \Psi) \dots (40)$$

Но $\frac{P_z}{P_c} = \frac{T_z}{T_c} \cdot \frac{V_c}{V_z}$ м... (41) или, обозначим $\frac{V_z}{V_c}$ через ρ ,

получим:

$$A(\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) R_{cm} T_c (\rho - 1) \left(1 - \frac{T_z}{T_c} \cdot \frac{M}{\rho}\right) + (\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) C_v (T_z - T_c) = H(\xi - \varphi) \dots (42)$$

или

$$A(\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) R_{cm} T_c (\rho - 1) \left(1 - \frac{T_z}{T_c} \cdot \frac{M}{\rho}\right) + T_c (\alpha L_0 + 1)(1 + \gamma) C_v \left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right) = H(\xi - \varphi) \dots (43)$$

отсюда найдем $\frac{T_z}{T_c}$. Значение $\frac{V_z}{V_c}$ находится из условия нормального нарастания давления.

В этих уравнениях R_{cm} надо брать равным 27,5.

§4. РАСШИРЕНИЕ.

Расширением мы обычно называем расширение газов в машине от момента наступления P_z до конца хода расширения. В действительности же в течение этого времени происходит не только расширение газа, но и горение, которое мы называем догоранием. За время этого догорания выделяется не менее 8-10% тепла (нормально-процентом 15). Явление догорания в двигателях внутреннего сгорания — достаточно серьезный момент в работе машин, значительно влияющий на тепловые показатели работы машины. Вместе с ростом догорания падает тепловой эффект работы машины; это объясняется тем, что вместе с догоранием падение давления во время расширения замедляется. В результате получается увеличение давления и температуры выхлопа, что вызывает потери тепла вместе с выхлопными газами и увеличенную потерю на охлаждение.

На индикаторной диаграмме это оказывается прежде всего уменьшением показателя политропы

расширения. Вместе с увеличением догорания показатель полноты расширения падает и на первом участке линии расширения он доходит до величины, меньшей единицы.

Даже при самом лучшем топливе и лучшей регулировке машины процент выделенного тепла во время догорания не представляется возможным снизить ниже 2 или 6%. Этот процент все же является весьма высоким и ухудшающим тепловую работу машины.

Какова причина догорания? Почему, несмотря на наличие лучших сортов топлива и на лучшую регулировку машины, все же не представляется возможным не только ликвидировать, но даже и снизить величину догорания?

Причина догорания, как и причина невозможности уничтожить или хотя бы значительно снизить его, объясняются следующим образом.

Смесь, поступающая в машину, не является совершенно однородной и достаточно перемешанной. Если бы мы имели идеально перемешанную смесь, то тогда могли бы практически получить процесс горения в машине при постоянном объеме и без всякого догорания, но так как смесь идеально перемешанной быть не может и так как самое качество перемешивания изменяется от цикла к циклу, то получается совершенно иная картина процесса горения и нарастания давления.

Часть смеси в цилиндре хорошо перемешана (большая часть), а часть — плохо перемешана (меньшая часть); иначе говоря, в машине имеются места, где скапливается или только воздух, или только пары топлива. С момента подачи искры

прежде всего горят (и сгорают быстро) части топлива, хорошо перемешанные с воздухом. К моменту наступления P_z вся часть топлива, хорошо перемешанная с воздухом, сгорает. Дальше наступает резко замедленное горение — горение оставшейся, плохо перемешанной части топлива. Это горение будет происходить постольку, поскольку за счет сохранившейся вихревой энергии остатки топлива будут перемешиваться с остатками чистого воздуха. Однако, это перемешивание не идет и не может идти достаточно интенсивно, так как к моменту наступления P_z вихревая энергия потока, полученная при всасывании, значительно затухает: опыты показывают, что к моменту конца горения от полученной при всасывании вихревой энергии остается не больше 14-20%.

Кроме того, к моменту наступления P_z в результате сгорания большей части топлива цилиндр в достаточной мере загрязняется продуктами горения, которые замедляют весь процесс горения. Особенно сильно в этом отношении действует присутствие CO_2 .

На основании упомянутого, становится очевидным, что с момента наступления P_z (и дальше) горение резко замедляется.

Действительно, к моменту наступления P_z иногда сгорает до 92% топлива, и все это горение происходит за какие нибудь 20-25° поворота кривошипа. Остальная (сравнительно небольшая) часть топлива (в количестве 8%) горит сплошь и рядом на протяжении 20-30-40° поворота кривошипа; особое внимание надо обратить на моментальное, резкое замедление горения с моме-

та наступления P_2 . Это резкое замедление можно объяснить только так, как говорилось выше. Иногда объясняют такое замедление постепенным загрязнением цилиндра продуктами горения; однако в этом случае замедление горения проходило бы постепенно, а не так резко, как это имеет место в существующих машинах.

Из предыдущего видно, что довольно сильным средством уменьшения догорания является наличие большой вихревой энергии, справедливость чего подтверждается многочисленными экспериментами отдельных исследователей.

Следующий вопрос, который надо исследовать в отношении периода расширения, — это процесс обмена тепла между газом и стенками цилиндра. Обмен тепла влияет на течение кривой расширения, на интенсивность падения давления, следовательно, на показатель политропы расширения. Как показатели политропы сжатия, — так в особенности показатели политропы расширения, — обязательно должны быть рассчитаны на основании теплового баланса за соответствующий период. Совершенно недопустимо на-глаз выбирать показатели политропы расширения, так как изменение показателя политропы расширения даже в малых долях заметно влияет на экономичность всего процесса.

На течение кривой расширения (и, следовательно, на показатель политропы расширения) влияют совместно два фактора: явление догорания и явление теплообмена между газом и стенками цилиндра. Явление догорания уменьшает показатель политропы расширения, а явление теплообмена увеличивает его.

Подсчет тепла, отданного на охлаждение за период горения расширения, будет произведен в разделе теплового расчета. Здесь же достаточно дать средние величины этого количества тепла для различных типов машин. Практически достаточно правильным будет брать количество тепла, отданного на охлаждение за период горения и расширения, равным 10-16% от всего количества тепла, введенного в машину. В среднем можно брать 12%, но в каждом отдельном случае необходим индивидуальный подход к отдельным типам машин.

Имея величину догорания и величину теплообмена за время горения и расширения, можно следующим образом составить тепловой баланс расширения и определить показатель его политропы.

Пусть ξ - коэффициент выделения тепла, φ - коэффициент отдачи тепла на охлаждение за время роста давления от P_0 до P_2 и ψ - коэффициент отдачи тепла на охлаждение за время расширения. L_0 - теоретическое количество воздуха для горения α - коэффициент избытка. β - коэффициент неполноты горения.

Тогда, поступая так же, как и для баланса хода сжатия (см. фиг. 31-35), мы должны иметь:

$$\frac{H(1+\xi-\varphi-\psi-\beta)}{(\alpha L_0+1)(1+\gamma)} = \frac{K-\Pi}{K-1} L \quad \dots \dots \dots (44)$$

Здесь L - работа одного килограмма газов за время расширения от P_2 до P_0 , т.е. $\frac{R}{\pi-1} (T_2-T_0)$ (в килограммометрах) K - показатель адиабаты для условий расширения и Π - искомый показатель политропы расширения

Из уравнения (44) определяем Π .

Глава II. Горение.

В главе о горении будут исследованы вопросы горения и поведения топлива в цилиндре; также будет исследован вопрос в поведении отдельных топлив в авиационных двигателях и особенности отдельных сортов. Наибольшее внимание будет уделено самому химизму процесса горения, вопросам детонации и антидетонаторам.

§ I.

Основная классификация топлива.

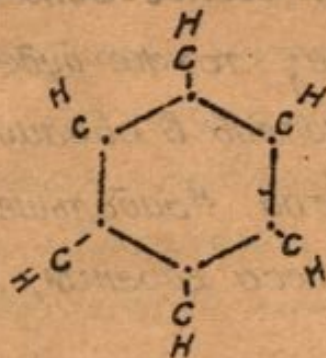
По своей молекулярной структуре топлива разделяется в основном на два типа: алифаты (с рядной цепочкообразной структурой молекул) и ароматики (с циклической структурой молекул). Алифатические топлива в свою очередь разбиваются на три типа: парафины, алкины и ацетилены. На фиг. 15 показаны схемы структур отдельных типов алифатических топлив.

Парафины	Алкины	Ацетилены
$\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ \text{H}-\text{C}-\text{H} \\ \\ \text{H} \end{array} \quad \text{CH}_4 \text{ Метан}$		
$\begin{array}{c} \text{H}-\text{H} \\ \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Этан} \\ \text{C}_2 \quad \text{H}_6 \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ \text{C}=\text{C} \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Этилен} \\ \text{C}_2 \quad \text{H}_4 \end{array}$	$\text{H}-\text{C}=\text{C}-\text{H} \\ \text{Ацетилен} \quad \text{C}_2\text{H}_2$
$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \quad \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Гексан} \\ \text{C}_6 \quad \text{H}_{14} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}=\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Гексилен} \\ \text{C}_6 \quad \text{H}_{12} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ \text{H}-\text{C}=\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \\ \text{H} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Аллилен} \\ \text{C}_3\text{H}_4 \end{array}$

Фиг. 15.

Общехимические их обозначения таковы: парафины: $C_n H_{2n+2}$
олефины $C_n H_{2n}$, ацетилены $C_n H_{2n-2}$.

Топлива с циклической структурой молекул показаны на
фиг. 16.



фиг. 16

Химическая сторона топлива нами не будет здесь исследоваться, самый же химизм будет рассматриваться с точки зрения влияния его на процесс горения в машине. Отдельные структуры топлив и отдельные сорта топлив мы изучаем исключительно с точки зрения того, как ведет себя топливо в машине и как влияет его структура и его химия на процесс горения.

Горение в машине, как известно, разделяется на два основных периода: период подготовки смеси к горению и период самого горения. Молекулярная структура отдельных топлив оказывает резкое влияние на протекание обоих периодов, причем у каждого типа топлива (и даже у каждой молекулярной структуры топлива) имеется свой характер протекания как первого, так и второго периода. Особенно резко влияет структура топлива на протекание первого периода.

Мы начинаем анализ, явления горения с вопроса о влиянии отдельных структур молекул на протекание первого периода. В чем сущность первого периода горения? Во время первого периода происходит подготовка топ-

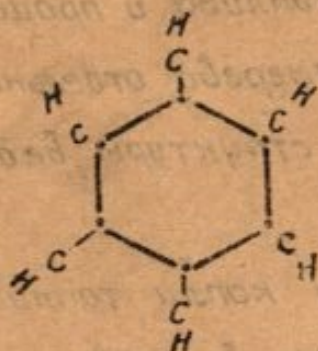
лива к горению, заключающаяся, в основном, в следующих процессах: процесс нагрева топлива и процесс интермолекулярных изменений. Под влиянием нагрева, отдельные сорта топлива и отдельные молекулярные структуры ведут себя резко differently.

Пары и в особенности капли топлива претерпевают изменения, заключающиеся в основном в следующем: данная молекулярная структура, будучи устойчивой при нормальной температуре, делается с повышением температуры неустойчивой и стремится перейти в новую, более устойчивую структуру. Отдельные сорта топлив и отдельные молекулярные структуры обладают каждая своей степенью устойчивости. Неустойчивость топлива с определенным повышением температуры заключается, главным образом, в том, что это топливо обладая при данной температуре определенной насыщенностью водородом, делается с повышением температуры перенасыщенной. При этом перенасыщении происходят разные интермолекулярные изменения. В том числе выпадение водорода.

Как можно сценить, — хотя бы приблизительно, в общих чертах, — устойчивость топлива? Оказывается, что устойчивость топлива тем выше; 1) чем ближе структура топлива к циклической, 2) чем меньше относительное содержание в 1 отделе атомов водорода / по отношению к атомом углерода / и 3) чем легче молекулы или чем короче цепь молекул.

Отсюда со своей очевидностью следует что наиболее устойчивым топливом будет топливо вполне циклическое и с минимальным содержанием атомов водорода на один атом углерода.

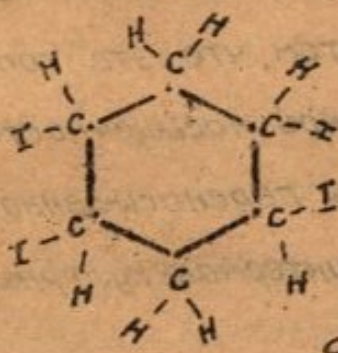
Действительно, одним из наиболее устойчивых топлив в настоящее время мы считаем бензол, схема структуры которого показана на фиг. 17.



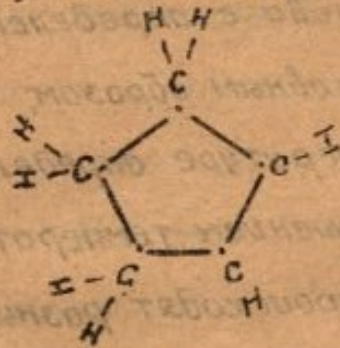
Фиг. 17

Меньшей устойчивостью обладают нафтены, схема структуры которых показана на фиг. 18

Циклооксидин



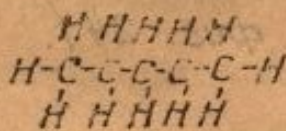
Циклопентан



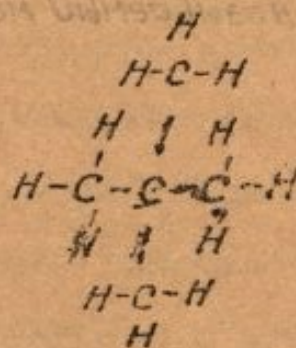
Фиг. 18

Еще меньшей устойчивостью будет обладать любое из парафиновых топлив, схема структуры которых показана выше. Но из парафиновых топлив наибольшей устойчивостью обладают опять таки те топлива, структура которых так или иначе приближается к циклической.

Так, например известно, что некоторые топлива алифатического ряда могут встречаться в виде так называемой *измерной* структуры ("изом-ры"). Алканы могут встречаться или в виде нормальной структуры, например, пентан (см. фиг. 19) или в виде *измерной* структуры (см. фиг. 20).

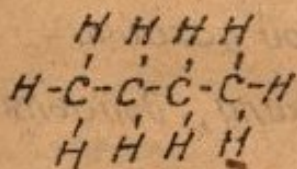


Фиг. 19

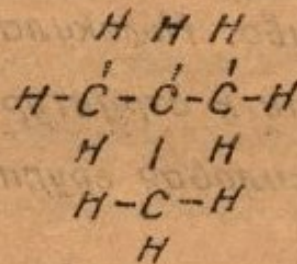


Фиг. 20

Точно также бутан может быть или в виде нормальной структуры / см. фиг. 21 / или в виде *измерной* структуры / см. фиг. 22 /



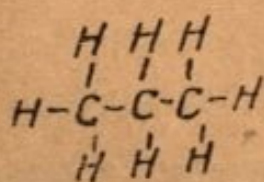
Фиг. 21



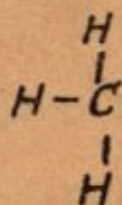
Фиг. 22

Известно, что одно и то же топливо при *измерной* структуре является несравненно более устойчивой, чем при *рядной* цепочкообразной структуре.

Помимо структуры молекул на устойчивость топлива влияет также наличие в структуре топлива так называемых алкилов. Под алкилами мы понимаем определенную часть ряда молекул цепочкообразной структуры. Так, если мы, например, / см. фиг. 23 / отделим с края рядной структуры молекул один атом углерода с тремя атомами водорода, то получим алкил, называемый метилом / см. фиг. 24 /.

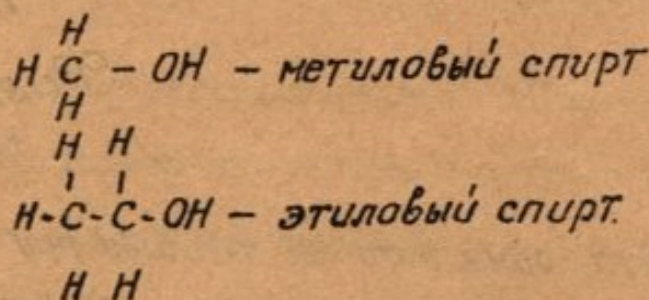


Фиг. 23



Фиг. 24

Если мы с края цепи отделим два атома углерода с пятью атомами водорода, то получим алкил этила. Таким же образом получим алкил пропила, алкил бутила и т.д. В дальнейшем мы увидим, как наличие алкилов увеличивает стойкость топлива. Молекула также обладает большой устойчивостью, если к структуре, соответствующей алкилу, добавляется гидросиловая группа OH. Сюда относятся разные спирты.



Фиг. 25

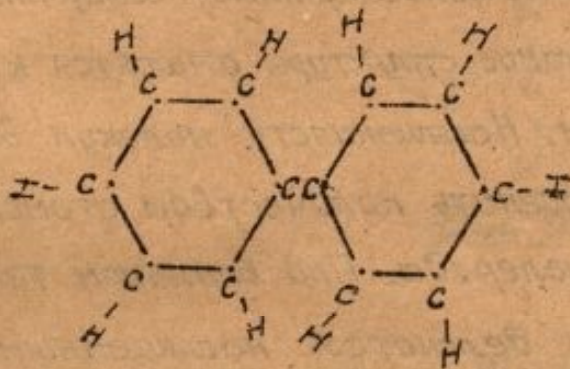
§ 2.

Интермолекулярные изменения молекул под влиянием температуры.

Интермолекулярные изменения в топливе в основном заключаются в следующем: под влиянием повышающейся температуры и давления отдельные топлива и отдельные структуры меняют свою насыщенность водородом. При нормальной температуре отдельные топлива различно насыщены водородом и делятся с этой точки зрения на ненасыщенные, насыщенные и предельные. Нельзя твердо установить, какие структуры относятся к насыщенным и какие к ненасыщенным. Насыщенность молекул водородом можно приблизительно оценить количеством атомов водорода, приходящихся на атом углерода. Под влиянием температуры ненасыщенные молекулы делаются насыщенными и даже перенасыщенными (в последнем случае выделяют водород). Поэтому степень насыщенности не может иметь какого-то определенного абсолютного значения, она меняется вместе с температурой, и чем неустойчивее топливо, тем легче и при том более низкой температуре топлива может делаться насыщенным и перенасыщенным; даже такое топливо, как бензол, меняет степень своей насыщенности и переходит в перенасыщенное состояние под влиянием повышения температуры.

По опытам Таусса бензол при нормальном давлении остается до температуры 180° насыщенным и довольно стойким, но при этом нагреве (до температуры 180°) он начинает переходить в циклогексан $[C_6 - H_{12}]$ и при температурах от 180 до 300° приобретает еще большую неустойчивость, характеризующуюся

бесперывными переходами бензола в циклогексан и обратно. При температуре 300° бензол становится насыщенным и выше этой температуры переходит в перенасыщенное состояние, причем выделяются атомы водорода, и в результате образуются новые соединения, известные под названием дефинол-бензола $/C_6H_5/$, схема структуры которого представлена на фиг. 26. Отделившийся водород при наличии кислорода может вызвать бурное горение.



фиг. 26

Образовавшийся при этом дефинол-бензол горит очень тяжело, с образованием большого количества копоти. Как видно, даже самое устойчивое топливо / каким мы считаем бензол / делается недостаточно устойчивым с повышением температуры.

Несравненно хуже обстоит дело с топливами алифатического ряда. Насыщенность топлива алифатического ряда наступает тем быстрее / т. е. при тем более низкой температуре / чем длиннее ряд молекул, чем больше удельный вес молекул.

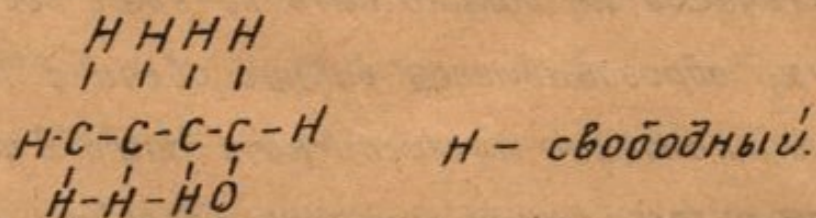
В момент перенасыщения алифатических топлив происходит выпадение атомов водорода, причем атомы водорода заменяются атомами кислорода и получается новая группа, известная под названием пероксидов. Это соединение имеет большое значение

во всем процессе горения всех топлив и в особенности топлив в каплеобразном состоянии. Установлено, что пероксиды образуются при нагревании топлив с поверхностью капли и что образование пероксидов значительно затрудняется, если топливо находится в парообразном состоянии.

Главное, чем характеризуется подготовка топлива к горению, — это образование и накопление этих соединений — пероксидов. В двигателях горение топлива обязательно проходит через процесс образования пероксидов, и самое начало горения заключается в распаде и в горении накопленных пероксидов.

Состояние топлива, называемое нами пероксидальным, характеризуется тем, что в таком состоянии топливо предрасположено к интенсивному соединению с кислородом и имеет тенденцию быстро загораться и гореть, если можно так выразиться, взрывами. Начало горения характеризуется, как распад пероксидов. Вообще пероксидальное состояние топлива крайне неустойчиво. Само пероксидальное состояние топлива часто характеризуется как продукт предварительного горения или предварительного окисления.

Схема структуры пероксида показана на фиг. 27.



фиг. 27.

§ 3. Периоды горения.

Более полно процесс горения следует разделять на следующие четыре периода: 1) подготовка горения; 2) собственно горение после появления искры у свечи; 3) период, характеризующийся разложением топлива и 4) догорание.

Первый период характеризуется образованием пероксидов, сущность которых нами уже разобрана. Чем неустойчивее молекула, чем длиннее ее ряд и чем она менее циклична, — тем при меньшей температуре образуются пероксиды. При дальнейшем росте температуры капли начинают образовываться и другие соединения, как, например, альдегиды.

После появления искры у свечи начинается собственно горение. Само появление искры не остается без влияния на процесс горения. Дело в том, что появление искры значительно ионизирует заключающийся в цилиндре воздух; ионизация же воздуха со своей стороны усиливает предварительное окисление топлива в цилиндре и тем самым усиливает образование пероксидов.

После начала горения температура вокруг свечи быстро приобретает большую величину. Теоретически она может доходить до 2700° , практически же должна быть не ниже 2500° . Ядро горения, образовавшееся вокруг свечи с такой высокой температурой, начинает лучеиспускать тепло в цилиндре по всем направлениям и тем самым усиленно нагревать несгоревшие пары и капли топлива. Полагают, что вскоре после начала горения указанное лучеиспускание настолько сильно, что все топливо, которое не испарилось и находится в капельно-жидком состоянии, быстро превращается в пары. Кроме

того лучистая теплота сейчас же зажигает большую часть несгоревшего топлива. Затем, давление, поднявшееся в цилиндре в результате горения части топлива, быстро повышает давление в цилиндре и тем самым зажигает несгоревшую часть топлива. В этом вкратце заключается сущность второго периода.

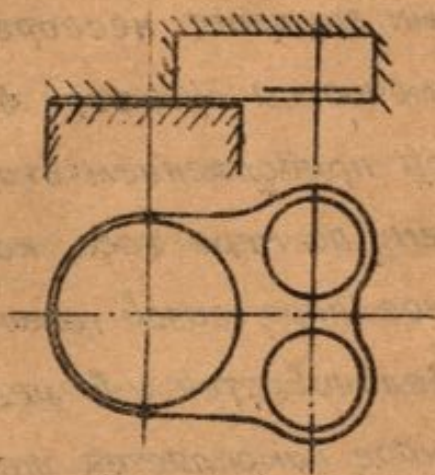
Третий период является продолжением второго, и сущность его заключается в следующем: по мере того, как топливо сгорает в цилиндре, раскаленное ядро газов увеличивается, количество лучистой энергии увеличивается и в результате к концу второго периода в цилиндре накапливается настолько значительное количество теплоты, что несгоревшая часть топлива под влиянием этой температуры уже не может существовать в обычном для нее виде. Начинается распад топлива на отдельные молекулы, т. е. выпадение C , H_2 и т. д. Кроме того в то же время возможна диссоциация CO_2 и имеющихся водяных паров.

В результате такого распада ^{жидкого} топлива, так и паров и газов на отдельные элементы, в цилиндре развивается бурный рост числа молекул, которые со своей стороны тотчас же вызывают интенсивное нарастание давления в цилиндре.

Описанные явления второго и третьего периодов имеют принципиальное значение для работы двигателя и в особенности (как потом увидим) для явления дегонцил. Необходимо принимать все меры к тому, чтобы замедлить бурный рост числа молекул третьего периода горения. Необходимо, по возможности, не допускать распада топлива на отдельные составляющие.

В автомобильном деле для этого применяются камера горения специального типа охлаждающие остаток несгоревшего топлива. На фиг. 28 представлена головка типа Дженуэй, пред-

назначенная для уменьшения интенсивности развития третьего периода.



Фиг. 28.

После появления искры в свечи пламя разносится от свечи к периферии. Последней должна гореть, конечно, часть топлива, находящаяся в наибольшем расстоянии от свечи; эту часть топлива Дженуэй стремится наиболее интенсивно охладить и тем самым задержать развитие четвертого периода. С этой целью в головке сделан уступ В; волны давления, ударяющиеся об этот уступ охлаждают смесь и тем самым замедляют явления третьего периода.

С четвертым периодом мы познакомились уже в первой главе, и отдельно он рассматриваться здесь не будет.

§4. Детонация.

Сущность и причины горения явлениями детонации еще не выявлены. Мы судим о детонации только по ее внешним признакам, которые сводятся к следующему:

1) металлические, звенящие звуки, похожие на треск электрических разрядов в машине, 2) желтый цвет продуктов горения или даже копоть, 3) подъем температуры всего процесса горения, вызывающий перегрев всей машины, при чем вода может доходить до кипения, 4) ухудшение тепловой работы машины, проявляющееся в увеличенном расходе топлива.

Для того чтобы хотя сколько-нибудь разобораться в самом явлении детонации, необходимо установить, какие факторы уменьшают и какие увеличивают явление детонации. В настоящее время установлено следующее.

Детонация уменьшается вместе с уменьшением основных размеров машины.

Детонация уменьшается вместе с увеличением оборотов машины.

Детонация уменьшается вместе с увеличением количества свеч в машине, причем особенно резко она уменьшается при переходе с одной свечи на две и меньше — при переходе с двух свеч на три и т. д.

Детонация уменьшается с увеличением влажности атмосферного воздуха.

Детонация тем меньше, чем компактнее камера горения и чем больше ее форма приближается к шару при условии хорошего охлаждения.

Детонация уменьшается с увеличением охлаждения машины и в особенности головки.

Детонация уменьшается вместе с увеличением в топливе процента ароматиков и вообще детонация тем меньше, чем устойчивее топливо, чем меньше оно расположено к образованию пероксидов.

Детонация тем меньше, чем больше заключается в цилиндре продуктов горения.

Детонация уменьшается вместе с уменьшением степени сжатия.

Детонация увеличивается вместе с температурой смеси.

Указанное влияние отдельных факторов дают некоторую возможность понять сущность явления детонации.

В настоящее время имеется много гипотез и теорий явления детонации. Мы рассмотрим из них три основных. Первая — Балансовая теория. Сущность этой теории заключается в следующем. В момент появления искры у свечи вокруг последней происходит горение; поскольку горение распространяется медленно, а давление распространяется со скоростью звука, — в первые моменты горения вокруг свечи должно накопиться давление, не успевшее распространиться в цилиндре. По этому давление будет распространяться в виде волны по цилиндру.

Амплитуда этих волн может быть больше или меньше в зависимости от того, насколько интенсивно произошло горение в первые моменты у свечи. Чем быстрее происходило горение у свечи, тем большее давление может накопиться у свечи и тем большая будет амплитуда волны.

Если горение у свечи в начальный момент шло медленно, то давление не сможет накопиться, и амплитуда распространяющихся волн давления будет меньше. Если амплитуда волн большая, то эти волны, зажигая на своем пути смесь, вызывают со своей стороны самовоспламенение смеси и горение. При этом на гребне волны может появиться значительное нарастание давления.

Конечно, очень большого нарастания давления в цилиндре не происходит, т.к. горение у свечи не происходит моменталь-

но и кроме того давление сейчас же распространяется. Но все таки очевидно, что при большой амплитуде волны давление в цилиндре может местами подниматься до значительной величины.

Вторая гипотеза явления детонации основана на пероксидизации, и заключается в следующем. После появления искры, у свечи загораются накопившиеся около свечи пероксиды, причем горят они взрывами, как было указано выше. Накопившиеся вокруг свечи от взрыва продукты горения своей лучистой теплотой вызывают горение накопившихся пероксидов во всем цилиндре и это горение со своей стороны происходит взрывами, тем самым обуславливая все те внешние признаки детонации, о которых было сказано выше.

Третья гипотеза явления детонации заключается в следующем. После сгорания первой пероксидизации топлива вокруг свечи, давление в цилиндре значительно повышается; это повышение давления вызывает, конечно, нагрев смеси выше температуры самовоспламенения. В результате происходит быстрое самовоспламенение, сопровождающееся интенсивным накоплением давления в цилиндре, что со своей стороны может вызвать многие из тех внешних признаков детонации, о которых говорилось выше.

Кроме трех указанных основных гипотез, имеется достаточное количество других, и сейчас еще трудно установить, какие из них более или менее справедливы. Наиболее справедливой, конечно, нужно считать ту гипотезу, которая в наиболее полной степени объясняет влияние указанных выше факторов на детонацию. Такой гипотезой, нам кажется, является волновая теория. Во всяком случае подавляющее большинство указанных выше влия-

ний отдельных факторов на детонацию наиболее полно объясняется этой теорией и не объясняется другими гипотезами.

Но еще полнее и можно сказать почти полностью все указанные влияния объясняются совместно волновой гипотезой и гипотезой перексидизации. Можно утверждать даже, что никакой гипотезы, основанной на перексидизации не должно быть, и что самое явление перексидизации есть явление, способствующее появлению детонационной волны горения.

Таких способствующих факторов может быть сколько угодно и помимо самой перексидизации. Так, например, разогретые места цилиндра и выпускного клапана также являются способствующими факторами. Как показывает опыт, лучше всего объяснить явление детонации волновой теорией, а не другими теориями, как-то: теорией перексидизации, теорией сжатия указанной выше и другими поскольку они являются теориями, объясняющими влияние отдельных причин на детонацию.

При дальнейшем анализе такого положения станет ясно, как это объяснено с точки зрения волновой теории, влияние отдельных факторов. Например, тот факт, что детонация уменьшается вместе с увеличением количества свечей, вполне объясняется волновой теорией, а именно; вполне очевидно, что если бы мы зажгли сразу всю смесь, имеющуюся в цилиндре, то распространение волн давления было бы невозможно, следовательно, и детонация была бы невозможна.

Отсюда все то, что вызывает зажигание большей доли имеющейся в цилиндре смеси, — все это уменьшает детонацию. Чем больше количество смеси, чем большее количество топлива зажигается сразу, — тем меньше возможность детонации.

Мало того, известно, что детонация не уменьшается, если мы введем вторую свечу, но расположим ее около первой и в то же время детонация уменьшится, если мы расположим вторую свечу против первой.

Можно еще на другом примере показать, что явление детонации больше всего объясняется волновой теорией. Например, тот факт, что наличие продуктов горения уменьшает детонацию, также объясняется волновой теорией. Наличие продуктов горения замедляет процесс горения; следовательно, в первый момент когда свеча дает искру, вокруг свечи не может накопиться большее давление и тем самым не может быть большой амплитуды волн давления. Точно таким же образом объясняется влияние присутствия в топливе большого процента ароматиков.

Ароматики (как например, бензол) имеют довольно устойчивую молекулу и потому не накапливают пероксидов. Поэтому в момент появления искры у свечи вокруг свечи не может произойти такого взрыва, какой дают пероксиды, около свечи не может накопиться большее давление и, следовательно, не могут образоваться большие амплитуды давления.

Тем самым объясняется влияние, оказываемое на увеличение детонации тяжелыми олифатами с длинной цепью, поскольку они неустойчивы и предрасположены к образованию пероксидов.

Из предыдущего примера видно, что (как было сказано раньше) наиболее полное объяснение явления детонации дает так называемая волновая теория, явление же пероксидизации можно считать фактором, способствующим детонации. Так же хо-

рошо объясняет волновая теория и влияние размерности машины. Выше было сказано, что волна давления, идя по цилиндру, воспламеняет смесь, через которую она проходит, и может вызвать большие давления в сфере гребня волны.

Вполне очевидно, что вместе с увеличением размеров цилиндра это нарастание давления на гребне волны все будет увеличиваться. Кроме того вместе с увеличением размера цилиндра уменьшается охлаждение смеси и увеличивается температура смеси. Всякое же увеличение температуры, как мы видели выше, ускоряет образование перекиси и процесс воспламенения. Поэтому вместе с увеличением температуры неизбежно увеличение интенсивности вспышки у свечи в момент появления искры. Отсюда — увеличение амплитуды волны и, следовательно, увеличение детонации.

Тем самым объясняется влияние степени сжатия. Вместе с увеличением степени сжатия ускоряется процесс горения. Кроме того с увеличением степени сжатия рост температуры вызывает усиленное накопление пероксидов; пероксиды же, как известно, способны гореть взрывами. Поэтому вместе с увеличением степени сжатия увеличивается возможность взрывов около свечи в первый момент, а следовательно, имеет место увеличение сжатия около свечи и тем самым увеличение амплитуды волн.

Влияние влажности воздуха объясняется волновой теорией следующим образом; распределенные в смеси мельчайшие капли воды являются, как известно, сильными катализаторами, ускоряющими горение. Поэтому эти мельчайшие капли и частицы воды являются как бы своего рода очагами горения и увели-

чивают возможность зажигания большей части смеси сразу, т.е. действуют так же, как увеличение количества свечей. Кроме того капли воды испаряясь понижают температуру.

Таким же точно путем можно в полной мере объяснить влияние всех факторов на детонацию. Пока что на основании определенного накопившегося опыта можно констатировать, что детонация есть специфический процесс горения, сопровождающийся волнами давления.

Влияние детонации на работу машин.

Детонация имеет весьма отрицательное влияние как на механические, так и на тепловые стороны работы машины. Сущность отрицательного влияния на тепловую работу машины заключается в следующем.

Как выше было сказано, волна давления может вызвать на своем гребне большой рост давления и температуры, последняя может быть настолько значительной, что топливо разлагается на отдельные элементы, и при этом процесс горения значительно ухудшается. Дело в том, что легкие элементы (например, водород) горят хорошо, а такие элементы, как углерод, горят медленно. Отсюда — ухудшение процесса горения, желтое пламя, о котором раньше говорилось, и даже копоть, а следовательно, — увеличение расхода топлива.

Следствием плохого горения является также запоздание горения и отсюда — подъем температуры процесса и разогрев машины.

Отрицательное влияние детонации на механические стороны работы машин заключается, главным образом, в том, что резкое

повышение давления в цилиндре вызывает стук в двигателе и резкое увеличение удельного давления на подшипники. Отсюда, выдавливание смазки, ухудшение работы подшипников, поршней, поршневых пальцев и т. д.

Борьба с детонацией.

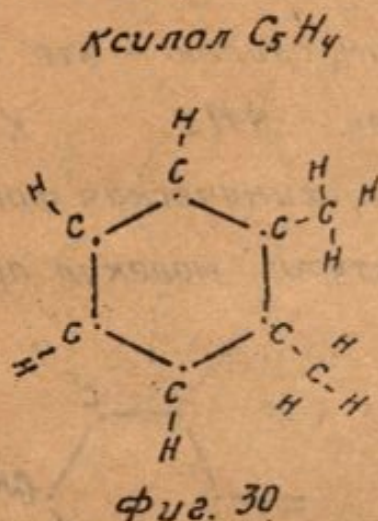
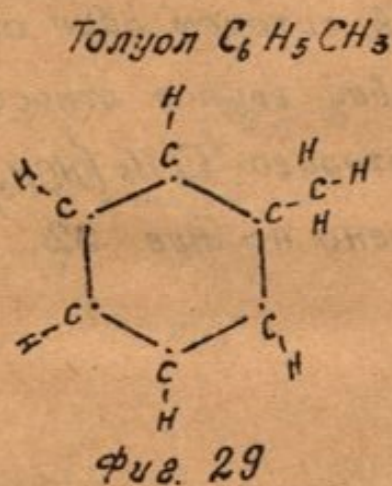
В настоящее время нет достаточно эффективных средств борьбы с детонацией, их можно разделить на два типа: конструктивные средства и средства физико-химического характера.

Конструктивные средства вообще мало эффективны, они сводятся к следующему: уменьшение размеров машины, увеличение оборотов машины и стремление сделать камеру горения возможно более компактной при хорошем охлаждении. Времени чтобы методами конструктивными нельзя еще добиться значительных успехов которые дали бы возможность переходить к большим размерам машины, хотя в последнее время утвердилось убеждение, что некоторые формы камеры горения, как например, шатровая, дают возможность значительно уменьшить явление детонации и тем самым перейти к большим размерам машины.

Это убеждение надо считать совершенно недостаточно обоснованным и не имеющим практического значения. Конечно, это не значит, что не следует искать и в дальнейшем таких конструктивных форм, которые дали бы возможность уменьшить явления детонации. Я только высказываю опасения, что едва ли здесь можно будет достигнуть чего либо радикального.

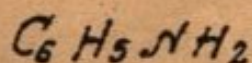
Гораздо более эффективными средствами борьбы с детонацией являются средства физико-химического характера. Эти средства являются ни чем иным, как различного рода антидетонаторами. В настоящее время антидетонаторы делятся на два типа: жидкостные и металлические.

К жидкостным антидетонаторам относятся следующие: бензол, толуол, ксилол. Толуол и ксилол являются производными бензола; химические формулы, а также схемы структуры их молекул, следующие (см. фиг. 29 и 30).

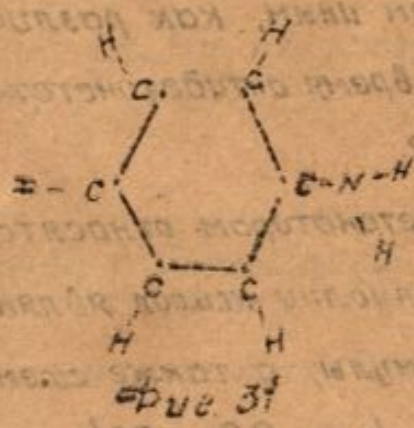


Как видно, толуол получается из бензола, если один из атомов водорода заменит алкил-метила, а ксилол является бензолом, в котором два атома водорода заменены алкилметила. Все эти три типа — бензол, толуол, ксилол — являются довольно сильными антидетонаторами, в особенности толуол.

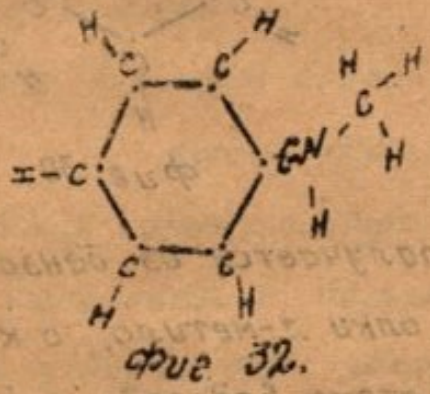
Довольно сильным антидетонатором является также группа анилинов. Химическая формула анилина следующая:



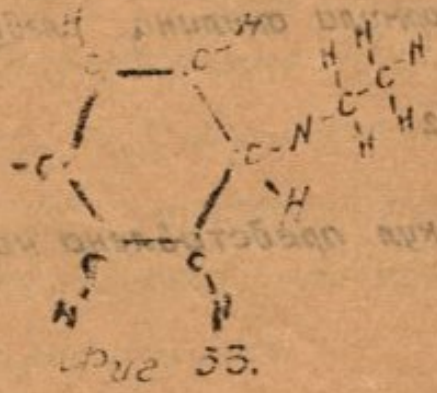
а схема структуры молекул представлена на фиг. 31.



Как видим, анилин — это бензол, в котором один атом водорода заменен NH_2 . К анилиновой группе относится метил анилина, химическая формула которого $\text{C}_6\text{H}_5(\text{NCH}_3)$ а схема структуры молекул представлена на фиг. 32.

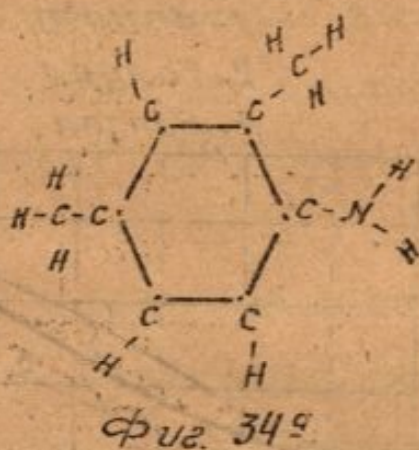
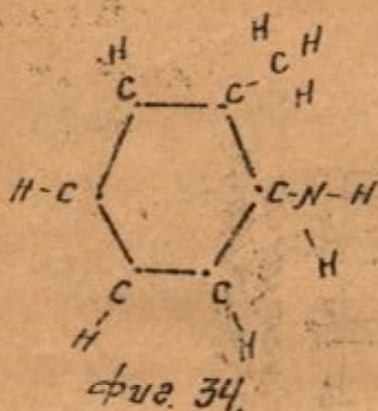


Дальше к этой группе относится этил анилина, химическая формула которого $\text{C}_6\text{H}_5(\text{NC}_2\text{H}_5)$, а схема структуры молекул представлена на фиг. 33.



Как видим, метиланилин — это анилин, в котором в группе ^{NH₂} один атом водорода заменен алкилом метила, а этиланилин — анилин, в котором в группе ^{NH₂} один атом водорода заменен алкилом этила.

К жидкостным антидетонаторам относятся также толуидин и ксилуидин, химическая формула толуидина $C_6H_4CH_3NH_2$, а ксилуидина — $C_6H_3(CH_3)_2NH_2$. Схемы химических структур толуидина и ксилуидина представлены на фиг. 34 и 34а.

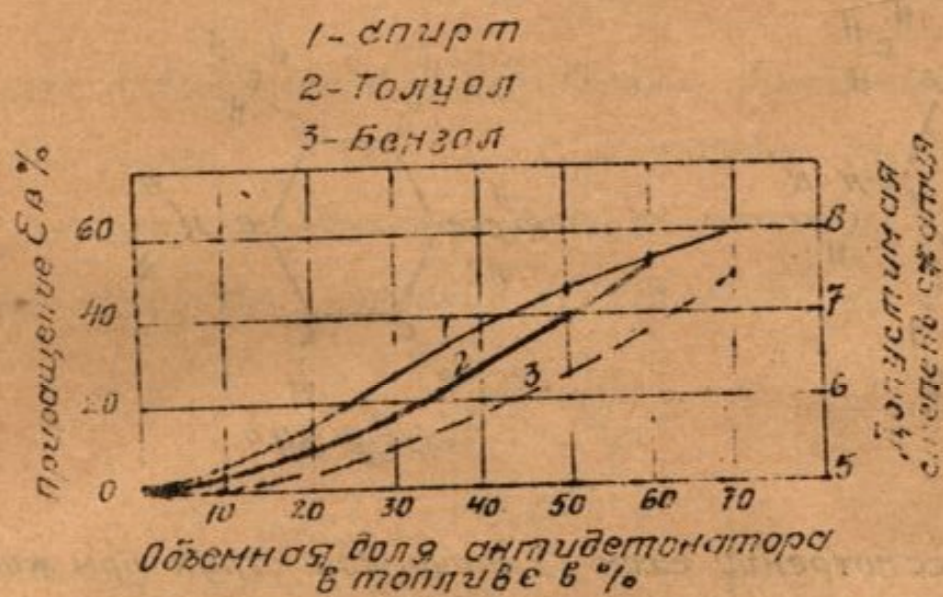


При рассмотрении схем химической структуры жидкостных антидетонаторов обращает на себя внимание тот факт, что антидетонационное качество топлива усиливается, благодаря наличию в нем алкилов.

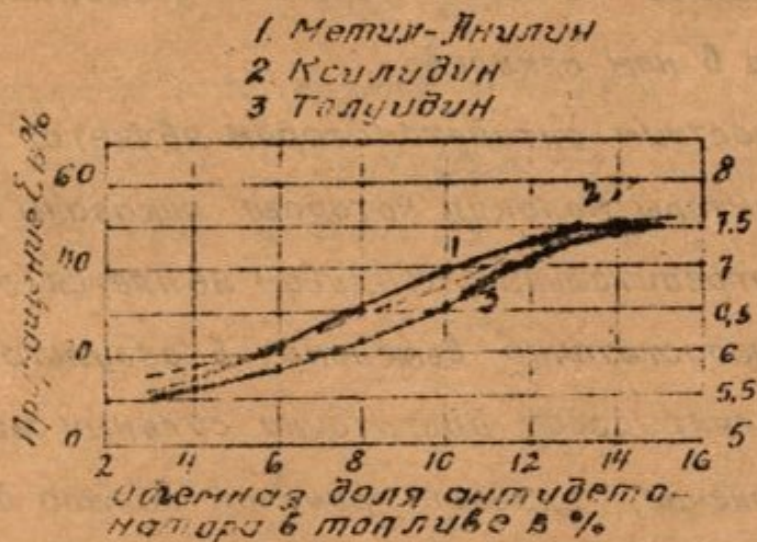
Сильным жидкостным антидетонатором является также спирт, схема структуры молекул которого показаны на фиг. 25.

Наиболее употребительным топливом является этиловый спирт. Пока еще недостаточно выяснено, в результате чего алкоголь представляет собой достаточно сильный жидкостный антидетонатор. Конечно, главной причиной должно быть то, что алкоголь — спирт, при нагревании в машине не образует пероксидов, однако причина этого до сих пор еще не совсем выяснена.

потому, что сам является продуктом предварительного окисления обычных родных молекул ирифатов, поскольку в нем один атом водорода заменен гидроксилом OH. Это утверждение является ни чем иным, как гипотезой, и, насколько оно справедливо, совершенно неизвестно. Во всяком случае, других объяснений нет. Все указанные жидкостные антидетонаторы могут обладать различными антидетонационными качествами, о которых можно судить по фиг. 35 и 36.



Фиг. 35

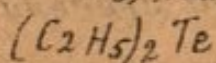
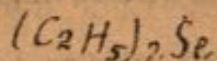
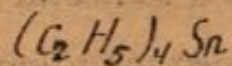


Фиг. 36.

На фиг. 36 показывается рост степени сжатия вместе с увеличением примеси к топливу жидкостных антидетонаторов.

Рассмотрим теперь металлические антидетонаторы.

Наиболее сильным из металлических антидетонаторов является соединение металлов с группой C_2H_5 . Сюда относятся.

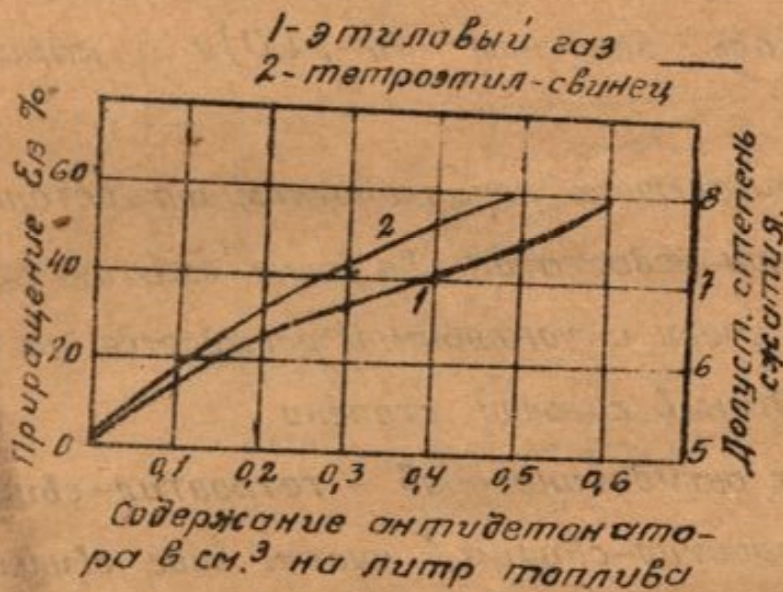


Из всех указанных металлических антидетонаторов самым сильным и наиболее употребительным является тетраэтил свинца $Pb(C_2H_5)_4$. Кроме указанных антидетонаторов известен еще никель-карбонил $Ni(CO)_4$ и карбонил железа $Fe(CO)_5$.

У всех перечисленных металлических антидетонаторов имеется один общий недостаток: во время сжатия металл обычно выпадает из смеси с топливом и осаждается на внутренних частях машины. Этим в сильной степени и лучшим из металлических антидетонаторов — тетраэтил-свинец. При употреблении тетраэтил-свинца в чистом виде свинец выпадает и покрывает собой поршень, цилиндр и кольца. Для уменьшения выпадения свинца тетраэтил-свинец обычно готовят в виде смеси с бромистой жидкостью, химическая формула которой $(C_2H_4Br_2)$.

Это соединение тетраэтил-свинца и бромистой жидкости называют также этиловой жидкостью или этиловым маслом. Последнее в известном проценте примешивается к топливу, (обычно в количестве 1-3 см³ на литр топлива). Антидетонационные качества металлических антидетонаторов различны и о них можно судить из фиг. 37 и таблиц 5.

При примешивании к топливу одного кубика этилового масла на один литр бензина мощность машины увеличивается на 10%. Для сравнения влияния, сказываемого на детонацию металлическими и жидкостными антидетонаторами - можно привести следующие цифры: смесь 60% бензина и 40% бензола по своим антидетонационным качествам является аналогичной смеси бензина с 0,1% этилового масла. Работа на степени сжатия 6 требует смеси 60% бензола к 40% бензина, в то время как для работы на такой же степени сжатия требуется всего 0,22% этилового масла.



Фиг. 37

Антидетонационное качество никель-карбонила надо считать гораздо меньшим по сравнению с антидетонационными качествами тетраэтил-свинца; 0,6% никелевого карбонила дает возможность повысить степень сжатия на 38%, в то время как для такого же повышения степени сжатия надо применить всего 0,27% тетраэтил-свинца.

Необходимо остановится на некоторых отдельных физико-химических особенностях металлических антидетонаторов. Тетроэтил-свинца — очень неустойчивый элемент, сильно распадается под влиянием солнечного света. Обычно он начинает распадаться под влиянием солнечного света при 125°C , причем выделяет окись свинца. Точка кипения этиловой жидкости 130°C . Выделяющаяся из тетроэтил-свинца свинцовая окись весьма вредна. Смесь тетроэтил-свинца с ароматической жидкостью, указанная выше, делает тетроэтил-свинец менее вредным, так как при данной смеси выделяется не окись свинца, а свинцовистые бромиды, которые из машины обычно выходят вместе с продуктами горения.

Никелевый карбонил кипит при 43° , при 150° пары никелевого карбонила уже разлагаются, выделяя при этом чистый никель. Выделение особенно усиливается там, где никелевый карбонил непосредственно соприкасается с твердыми частицами, и мало выделяется там, где он не соприкасается с твердыми частицами,

Никелевой карбонил имеет более низкую температуру вспышки чем тетроэтил-свинца и легко воспламеняется. Пары никелевого карбонила при 150° совершенно невидимы. При охлаждении выделившийся никель снова поглощается, следовательно, процесс распада является процессом обратимым.

Ввиду большой твердости никеля выделение его более вредно для частей машины чем выделение свинца при тетроэтил-свинце.

Карбонил железа кипит при 130°C ; явления распада в машине в данном случае очень похожи на те же явления при никелевом карбониле.

Причины влияния на детонацию жидкостных и
металлических антидетонаторов.

Для понимания явления детонации весьма существенно раз-
зобраться в причинах действия антидетонаторов. Объяснить
действие антидетонаторов можно только на основе гипотез
самого явления детонации. Следует полагать что
действие антидетонаторов легче всего объясняется волни-
стой теорией детонации. Влияние жидкостных антидетона-
торов заключается в том, что они замедляют действие вспышки
первого момента у свечи, тем самым уменьшают давление около
свечи в первый момент горения, следовательно, уменьшают ампли-
туду волн давления. В итоге уменьшается и детонация.

Что касается металлических антидетонаторов, то действие
их объясняется главным образом двумя гипотезами:

Первая гипотеза объясняет это действие следующим образом. Мы зна-
ем, что большая часть топлива перед моментом запыла находится
в капельно-жидком, а не в парообразном состоянии, и что главным
очагом детонации являются капли, а не пары. Металлические
антидетонаторы во время сжатия выделяют металл, находящийся
в коллоидальном состоянии. Эти коллоиды покрывают поверхность
капли. Образовавшийся на поверхности капли слой металла
защищает каплю от окисления и тем самым препятствует обра-
зованию на поверхности капли пероксидов.

Вторая гипотеза объясняет влияние на детонацию метал-
лических антидетонаторов следующим образом. Во время сжа-
тия металлические антидетонаторы выделяют металл в виде

мельчайших коллоидальных частиц. Эта мельчайшая металлическая пыль является прекрасными катализаторами, в результате чего в цилиндре помимо свечи оказываются миллионы новых очагов запыла. Поэтому действие металлических антидетонаторов сводятся к тому же, к чему сводится действие паров воды, т. е. к образованию в цилиндре миллионов новых катализирующих центров, способствующих одновременному загоранию большей части топлива.

Какая из этих гипотез более справедлива — сказать трудно, но следует полагать, что последнее объяснение более правильно.

Смесь топлива и примеси	Вес в г на литр бензина		Допустимая степень сжатия	Увеличен. степени сжатия в %
	металла	готовой примеси		
Бензин-этиловый газ.	2	3,2	6,45	40
Бензин-никель-тетракарбонил	2	5,8	6,8	48
Бензин-железо-пекта-карбонил.	2	7,2	7,41	61

ГЛАВА III.

ХАРАКТЕРИСТИКИ

Характеристиками мы называем зависимость между двумя факторами работы машины, выраженную в виде какой-то кривой. Таких зависимостей в машине имеется очень много; мы остановимся на главнейших из них.

Главнейшими обычно считают характеристики тепловых, гидравлических и механических потерь, характеристики мощностей и высотные характеристики. Каждый из этих разделов характеристик в свою очередь делится на ряд отдельных характеристик, которые в дальнейшем будут изучены подробно. Изучение характеристик имеет принципиально-важное значение для глубокого понимания работы машин и сравнения их между собой.

Характеристики будут изложены в таком порядке, чтобы объяснение последующих характеристик было более или менее возможно на базе объяснения предыдущих.

§. I. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТЕРЬ ТЕПЛА НА ОХЛАЖДЕНИЕ.

Из теории теплопередачи известно, что между теплотой, переданной путем конвекции, и величиной гидравлического сопротивления существуют определенная зависимость и подобие. Там установлено, что коэффициент теплопередачи в общем случае равняется

$$\alpha = \frac{KW^{0.75} \gamma^{0.75}}{D^{0.25}} \dots \dots \dots (4.5)$$

здесь α - коэффициент теплопередачи,

W - скорость газа в трубке,

d - диаметр трубки,

γ - удельный вес текущего газа.

Из этой формулы видно, что коэффициент теплопередачи увеличивается пропорционально скорости газа в степени 0,75 и обратно пропорционально диаметру в степени 0,25, т.е. коэффициент теплопередачи увеличивается вместе с уменьшением диаметра трубы. Указанная формула является основной для изучения теплопередачи в двигателях внутреннего сгорания.

В настоящее время мы имеем ^{экспериментальный} источник для выявления зависимости теплопередачи от разных факторов. Это - эксперименты Нуссельта-Бриллинга и эксперименты Герцфельда.

Экспериментальная формула Нуссельта выражается в таком виде:

$$Q = 0,362 \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_6}{100} \right)^4 \right] F \cdot t + 0,99 \sqrt[3]{P^2 T} (1 + 1,24 C) (T_2 - T_6) F t \dots (46)$$

Первая часть формулы выражает собой количество тепла, отданного на охлаждение через лучеиспускание. Вторая часть формулы есть количество тепла, отданное на охлаждение в результате непосредственного соприкосновения и непосредственной теплопередачи. Третья часть формулы представляет собой количество тепла, отданное так называемой конвекцией.

В этой формуле T_2 обозначает среднюю температуру газов в тепловом процессе; T_6 - температуру стенки, F - полную площадь охлаждения цилиндров (в квадратных метрах), включая сюда

доннышко поршня, доннышко крышки и боковые стенки цилиндра; t - время, выраженное в секундах, P - среднее давление газов в цилиндре в кг на см², C - среднюю скорость поршня в метрах в секунду.

Следует выяснить такой вопрос: откуда в двигателе внутреннего горения получается конвекционная теплопередача.

Конвекционная теплопередача в двигателях внутреннего горения есть результат двух движений.

1. Вследствие всасывания в цилиндре, как мы видели раньше, создается кинетическая энергия движения смеси, скорость которого может быть весьма значительной и доходящей в среднем за время своего теплового процесса до 80-100 метров в секунду.

2. Кроме того при движении поршня газы следуют за поршнем со скоростью, равной скорости поршня. Такое движение также создает конвекционную теплопередачу. Как первая конвекционная теплопередача, так и последняя одинаково зависят от скорости поршня; так, скорость вихревых потоков в цилиндре, как мы знаем, растет пропорционально скорости смеси в клапанах, т.е. пропорционально скорости поршня.

Как видно из формулы Нуссельта, количество конвекционного тепла прямо пропорционально скорости поршня в первой степени. Из теории теплопередачи мы знаем, что коэффициент конвекционной теплопередачи зависит от скорости не в первой степени, а в степени 0,75. Поэтому возникает вопрос, достаточно ли верна формула Нуссельта в ее третьей части, выражающей конвекционное тепло. Опыт последнего времени действительно подтверждает,

что эта формула недостаточно верна и дает преувеличенное количество конвекционного тепла (см. работу Бриллинга, „Исследование рабочего процесса и теплопередачи двигателя дизеля“). Более поздние работы Герцфельда по теплопередаче в двигателях внутреннего горения также подтвердили эту ошибочность.

Герцфельд в своих экспериментах дал новые формулы, которые пишутся в следующем виде:

$$W_{ez} = 10^{-6} AD (\eta_e C_m S)^{0,75} \left(\frac{T}{e}\right)^{0,75} (T - T_w) \ell t \dots (47)$$

$$W_{ed} = 10^{-6} 0,5 D^2 \left(\eta_e \frac{S}{e}\right)^{\frac{2}{3}} T (T - T_w) t \dots (48)$$

$$W_{sz+d} = 10^{-5} D \pi \left(\frac{T}{100}\right)^4 \left(\frac{D}{4} + \ell\right) t \dots (49)$$

$$W_{ek} = 10^{-6} 0,5 D^2 \left(\eta_e \frac{S}{e}\right)^{\frac{2}{3}} T (T - T_{km}) t \dots (50)$$

$$W_{sk} = 10^{-6} 0,786 D^2 \left(\frac{T}{100}\right)^4 t \dots (51)$$

В этих формулах:

D - диаметр цилиндра в см;

η_e - коэффициент наполнения;

C_m - средняя скорость поршня в метрах в сек;

T - абсолютная температура газов;

T_w - абсолютная температура внутренней поверхности цилиндра;

ℓ - расстояние донышка поршня от крышки цилиндра в см;

S - ход поршня в см;

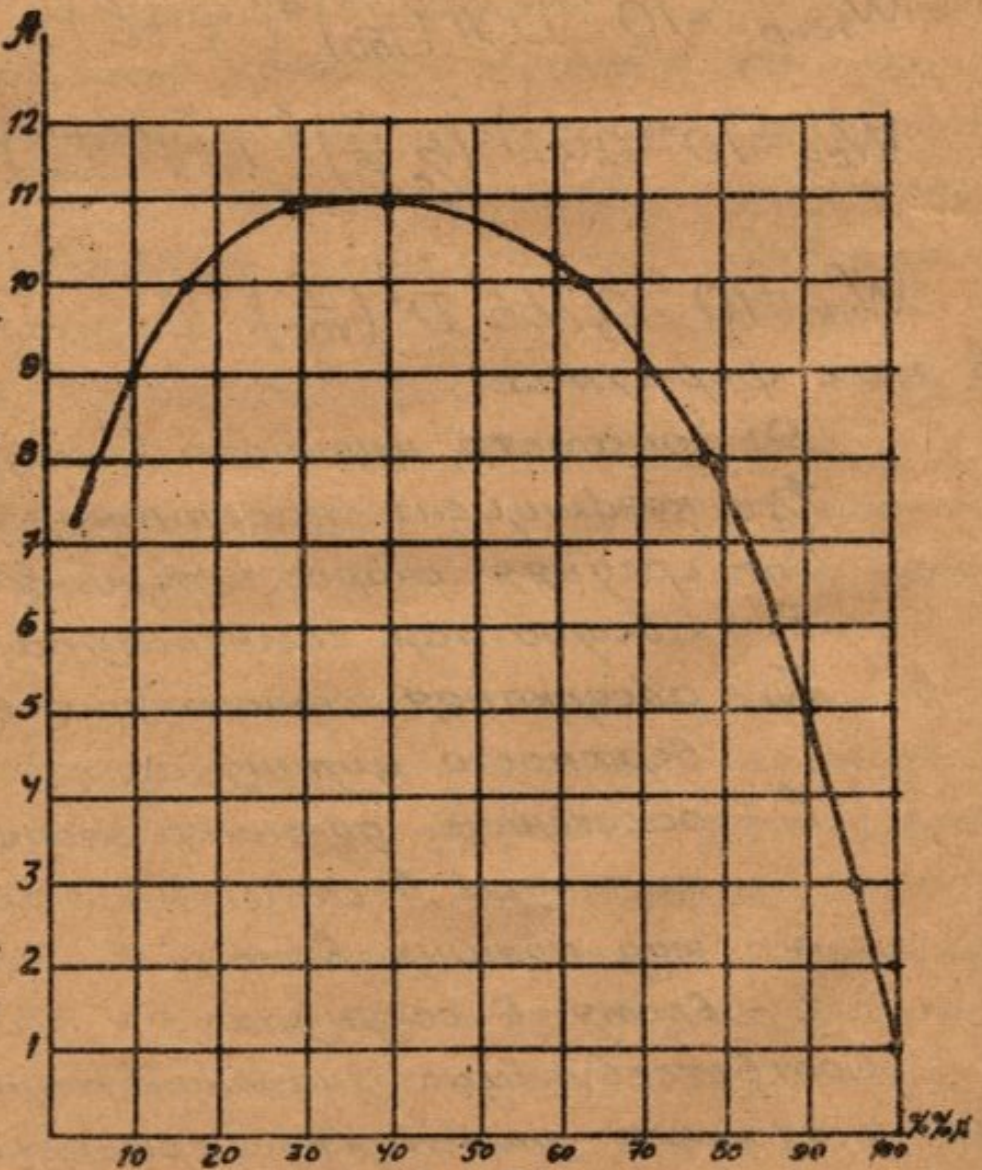
t - время в секундах.

Соответствующие значения теплоты получаются при указанных значениях в грам. калориях.

A - коэффициент (см фиг. 38).

Формула (47) выражает количество тепла, отданного газом через соприкосновение за время сжатия и расширения через всю охлаждающуюся поверхность цилиндра кроме доннышка поршня. Формула (48) выражает количество тепла, отданного соприкосновением за время сжатия и расширения через доннышко крышки. Формула (49) дает количество тепла, отданного лучеиспусканием через полную поверхность камеры горения. Формула (50) дает количество тепла, отданного через доннышко поршня соприкосновением. Формула (51) выражает количество тепла отданного лучеиспусканием через поршень.

Как видно, в этих формулах количество конвекционного тепла уже зависит от скорости поршня в степени 0,75, т.е. в полном согласии с новейшей теорией теплопередачи. Сравнивая отдельные эксперименты по вопросу теплопередачи с результатами формул Нуссельта и Герцфельда мы можем дать



Фиг. 38

следующую оценку этих формул.

Формула Нуссельта дает преувеличенное количество тепла для легких двигателей, и пользоваться этой формулой в чистом ее виде для расчета теплопередачи в быстроходных двигателях не представляется возможным. Указанная выше работа Бриллинга дает поправку к этой формуле для получения теплопередачи, более согласованной с опытом. Эта поправка заключается в том, что Бриллинг уменьшает коэффициент при C в формуле Нуссельта. С поправкой Бриллинга формула Нуссельта даст более или менее удовлетворительные результаты.

Формула Герцфельда дает иногда несколько преуменьшенное значение количества тепла. Все же формула Герцфельда вообще дает величины, более удовлетворительные, чем формула Нуссельта. Формулы Герцфельда удобны еще тем, что они рассчитывают общее количество тепла и дают возможность определить количество тепла, ушедшего через отдельные детали в двигателях внутреннего горения, и производят расчеты теплового напряжения отдельных частей машины. Опыты, проведенные в последнее время под руководством автора, тоже подтверждают, что конвекционное тепло меняется в зависимости от оборотов в степени $0,75$.

Изложенного выше достаточно, для того, чтобы перейти к изучению характеристик теплопередачи двигателей внутреннего горения.

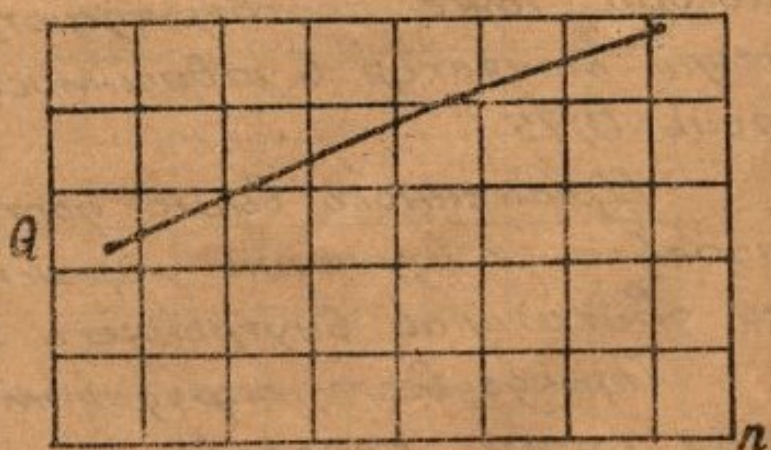
Прежде всего определим зависимость количества тепла, передаваемого на охлаждение, от оборотов машины

Как по формуле Нуссельта, так и по формуле Герцфельда следует, что количество тепла, переданного на охлаждение, в одной своей части зависит от скорости поршня, а в другой — не зависит. Тепло, переданное на охлаждение лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением, не зависит от скорости поршня; тепло же переданное путем конвекции зависит от скорости поршня.

Опыт показывает, что при нормальном режиме быстрого авиационной машины количество тепла, отданного лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением, приблизительно равняется количеству тепла, отданного конвекцией; т.е. все тепло, отданное на охлаждение, делится в среднем на две части, близкие между собой по величине. Это утверждение, конечно, не является непреложным законом, но справедливо, в среднем, для авиационных машин.

Если одна часть тепла не зависит от числа оборотов, а другая — зависит от числа оборотов, то естественно, что изменение с оборотами количества тепла, отданного на охлаждение, выразится кривой, поднимающейся не из начала координат, а из какой-то точки на оси координат (см. фиг. 39).

Первоначальная ордината равняется, конечно, количеству тепла, отданного лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением при числе оборотов, равном 0. Поскольку теплопередача



Фиг. 39

увеличивается с числом оборотов в степени 0,75 от оборотов, — то указанная кривая очень близка к прямой и должна быть выпуклой кривой, медленно поднимающейся вверх с увеличением оборотов.

Из сказанного очевидно, что при одних и тех же размерах машины, но при увеличении оборотов, количество тепла, переданного на охлаждение, будет расти. Необходимо решить вопрос, как будет изменяться количество тепла, переданного на охлаждение, отнесенное на 1 л.с.

Здесь надо различать два случая: первый случай, когда обороты растут при неменяющемся P_e (как случай форсировки мотора наддувом), и второй случай — случай изменения мощности и оборотов при полном открытии дросселя, т.е. случай работы по так называемой внешней характеристики.

Как было сказано, тепло, отданное на охлаждение, состоит из двух частей, близких по величине: 1) тепло Q_1 , отданное лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением, как часть, не зависящая от оборотов и 2) тепло Q_2 конвекционное, зависящее от оборотов.

В случае изменения оборотов при постоянном P_e , т.е. при росте мощности пропорционально оборотам, первая часть тепла, отнесенная к единице мощности, будет падать обратно пропорционально мощности, не изменяясь по своей абсолютной величине.

Вторая часть тепла (т.е. конвекционная часть) будет расти пропорционально оборотам в степени 0,75 и больше, т.е. довольно близко к прямой пропорциональности.

В таком случае конвекционное тепло, отне-

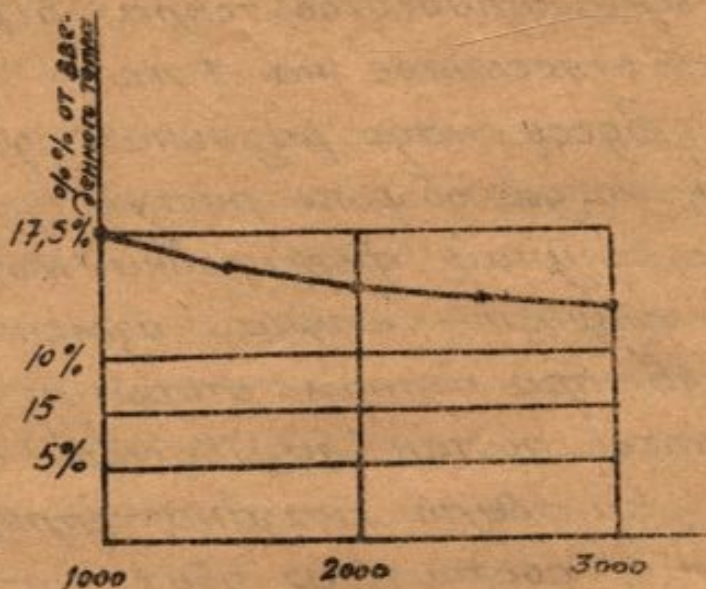
сенное к единице мощности, будет падать обратно пропорционально росту оборотов в степени 0,25, т.е. обратно пропорционально корню четвертой степени от оборотов. В результате изменение тепла, ушедшего на охлаждение и отнесенного к единице мощности в зависимости от оборотов, в виде слегка вогнутой кривой, показанной на фиг. 40.

Для второго случая изменения оборотов при постоянном открытии дросселя - дело обстоит несколько иначе.

При неизменном открытии заслонки вместе с увеличением оборотов коэффициент наполнения падает, а следовательно, падает давление P_a и несколько падает температура T_a , несмотря на рост T_2 .

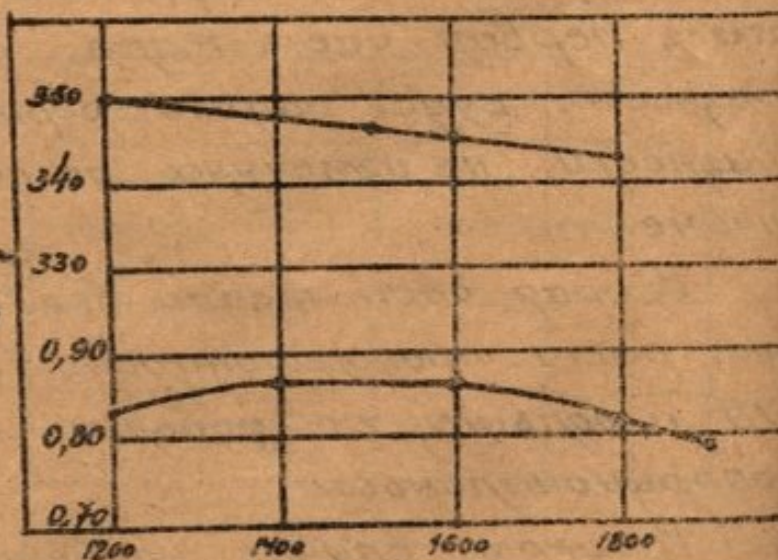
Коэффициент наполнения и температура T_a падают с оборотами приблизительно по закону, показанному на фиг. 41.

Указанный на фиг. 41 закон изменения η_v и T_a вызывает соответствующий закон изменения потерь тепла в воду, согласно формулам как Нуссельта, Бриллинга, так и Герца-



/. по Рикардо/.

фиг. 40

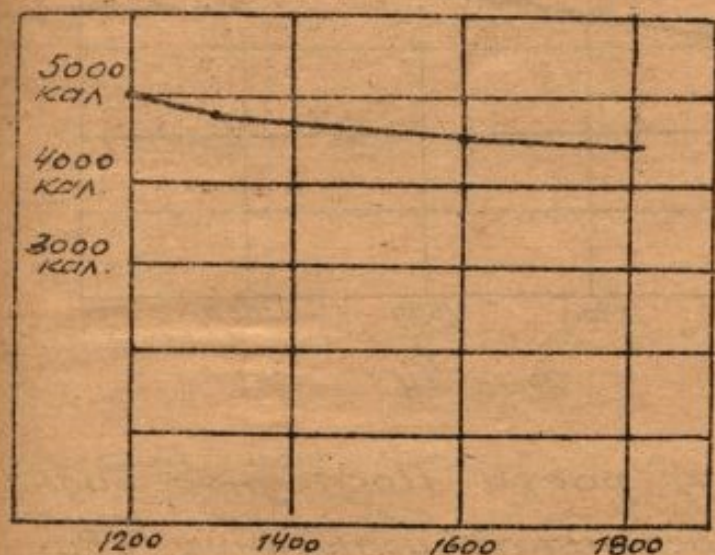


фиг. 41

фелъда. По тем и другим формулам потери изменяются, в зависимости от η в степени $\frac{2}{3}$ и $\frac{3}{4}$. Кроме того укорачивается время рабочего цикла. Все это уменьшает потери на охлаждение.

На фиг 42 показан закон изменения потерь тепла на охлаждение путем лучеиспускания и со-

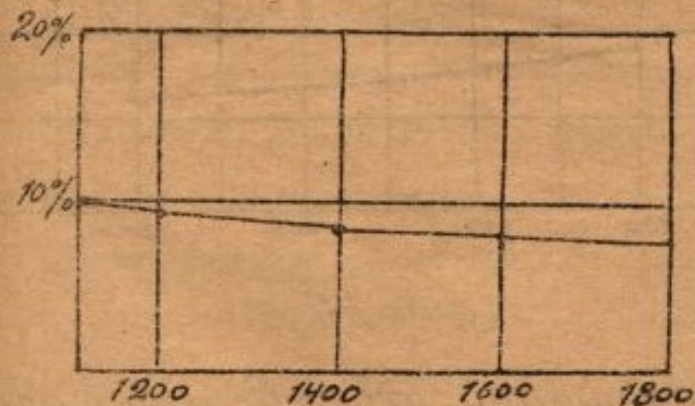
прикосновения. Изменение того же тепла, относенное к единице мощности, изображено на фиг. 43.



фиг. 42

рактеристики. Закон изменение конвекционного тепла с оборотами при постоянном открытии дросселя показан на фиг. 44

При построении этой характеристики закон изменения мощности по оборотам взят из внешней силовой ха-

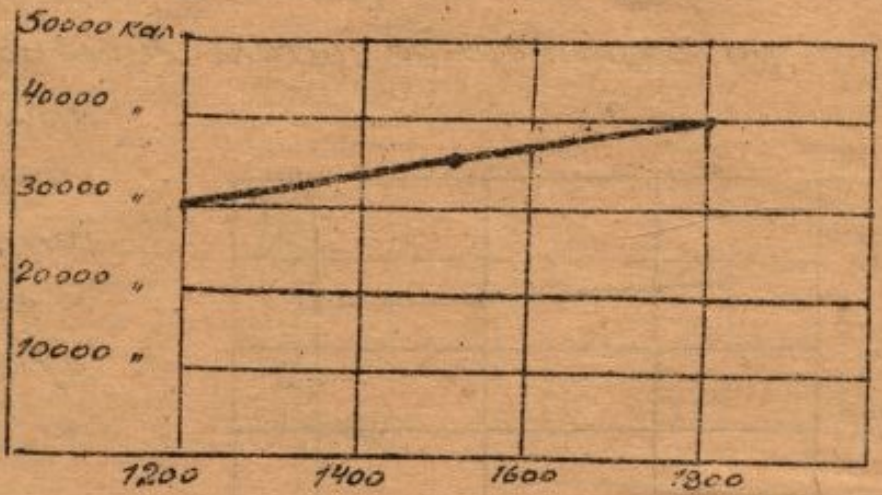


фиг. 43

Такой закон изменения конвекционного тепла предопределяет и закон изменения относительного конвекционного тепла, относенного к единице мощности. Последний закон показан на фиг. 45.

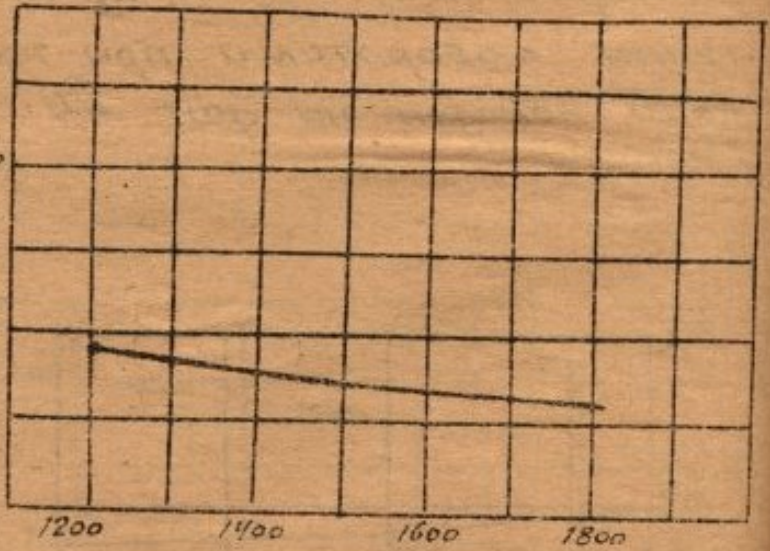
указанное на фиг 41-45 падение потерь на охлаждение будет продолжаться только до определенного числа оборотов

По наступлении оборотов, близких к так называемым критическим, с дальнейшим ростом их потери тепла на охлаждение, отнесенные к единице



фиг. 44

мощности, будут, наоборот расти. Последнее видно из фиг. 45а, где даны результаты испытания двигателя „Тошоук“ В-45. Поэтому, если взять полный диапазон режимов, то может оказаться, что в среднем машина мало меняют теплопередачу с оборотами.



фиг. 45

Выясним теперь следующий вопрос: как изменяется количество тепла, ушедшего на охлаждение при изменении размера машины. При разрешении этого вопроса обозначим, как и раньше, через Q_1 - сумму передачи лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением при данных размерах двигателя и через

Q_2 - количество тепла, отданного конвекцией при данных размерах двигателя. Примем, что линейные размеры машины увеличились в K раз, а число оборотов осталось неизменным. Количество тепла Q_1 увеличивается только вследствие увеличения площади, а поскольку площадь увеличится в K^2 раз, то и общее количество теплоты Q_1 увеличится в K^2 раз. Но при неизменном числе оборотов и при уменьшении линейных размеров машины в K раз скорость поршня увеличится тоже в K раз; площадь охлаждения увеличится в K^2 раз, а диаметр цилиндра увеличится в K раз. На основе изложенного выше количество теплоты Q_2 в результате увеличения скорости поршня увеличится в $K^{0,75}$, в результате увеличения диаметра цилиндра уменьшится в $K^{0,25}$ и в результате увеличения площади увеличится в K^2 раз.

Отсюда очевидно, что тепло Q_2 увеличится в $K^{2,5}$ раз. Значит, общее количество тепла отданного на охлаждение при увеличении линейных размеров машины в K раз, выразится следующей формулой:

$$Q_1 K^2 + Q_2 \frac{K^{0,75} K^2}{K^{0,25}} = Q_1 K^2 + Q_2 K^{2,5} \dots \dots \dots (52)$$

Как видно, общее увеличение тепла будет значительно, так как оба слагаемые сильно растут.

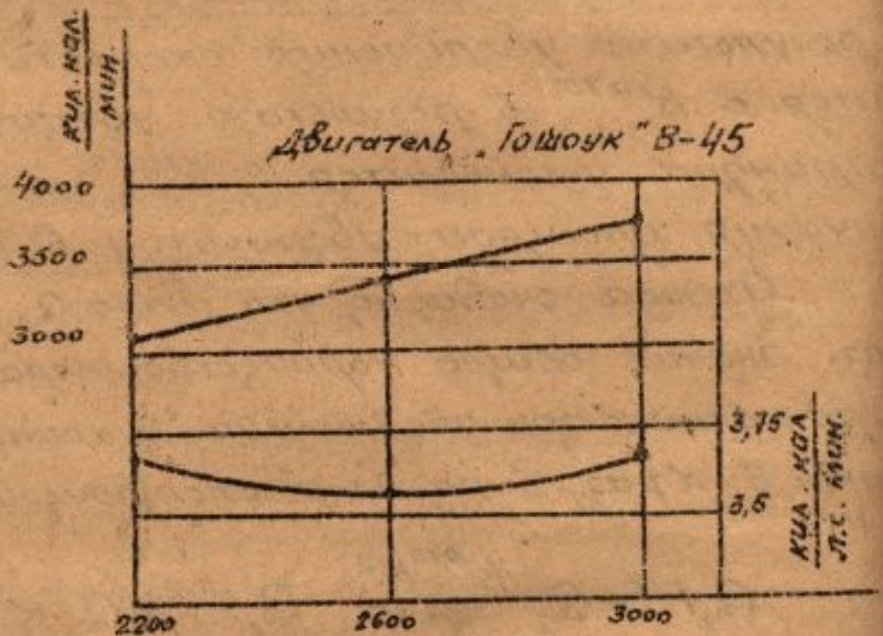
Другое получится, если мы отнесем тепло, затраченное на охлаждение, к единице мощности. Так при увеличении линейных размеров машины в K раз и при неизменных оборотах мощность увеличится в K^3 раз; естественно что общая сумма тепла, ушедшего на охлаждение, выразится следующей формулой:

$$\frac{Q_1 K^2 + Q_2 K^{2,5}}{K^3} = \frac{Q_1}{K} + \frac{Q_2}{\sqrt{K}}$$

Из этого видно, что количество тепла, отданного на охлаждение и отнесенного к единице мощности, при увеличении размера машины уменьшается. Другими словами, при увеличении размеров машины общая отдача индикаторной мощности улучшается. Изменение тепла, отданного на охлаждение и отнесенного к единице мощности, вместе с увеличением размера машины указаны на фиг. 46.

Теперь необходимо сравнить количество тепла, ушедшего на охлаждение у быстроходных и тихоходных машин. Предположим, что мощность машины одинакова, а обороты разные. Спрашивается, в какой машине количество тепла, отданного на охлаждение по отношению к единице мощности будет большим - в быстроходной или тихоходной?

Пусть число оборотов быстроход-



фиг. 45а

ной машины будет в K раз больше, чем число оборотов тихоходной. Взяв для грубой оценки размеры машины (т.е. соотношения отдельных геометрических величин) подобными, получим, что линейные размеры быстроходной машины будут уменьшаться пропорционально $K^{\frac{1}{3}}$ раз. Площадь же охлаждения быстроходной машины будет изменяться пропорционально $K^{\frac{2}{3}}$ раз. Поэтому, если в тихоходной машине количество тепла, отданного на охлаждение лучеиспусканием и непосредственным соприкосновением, равняется Q_1 , то для быстроходной машины оно будет равняться $\frac{Q_1}{K^{\frac{2}{3}}}$.

Перейдем к определению конвекционной части тепла. У быстроходной машины число оборотов в K раз больше; поэтому (согласно закона теплопередачи) коэффициент теплопередачи с одной стороны должен возрасти в $K^{0,75}$ раз, а с другой стороны вследствие уменьшения диаметра цилиндра, он должен увеличиться в $K^{\frac{0,25}{3}}$ раз, т.е. \approx в $K^{0,08}$ раз.

Таким образом, общее изменение количества тепла, отданного на охлаждение, выразится следующей формулой:

$$\frac{Q_1}{K^{\frac{2}{3}}} + Q_2 \frac{K^{0,08} K^{0,75}}{K^{\frac{2}{3}}} = \frac{Q_1}{K^{\frac{2}{3}}} + Q_2 K^{0,16} \dots \dots \dots (54)$$

Как видим, общее количество тепла, ушедшего на охлаждение и отнесенного к единице мощности, будет уменьшаться с увеличением быстроходности машины и изобразится кривой, показанной на фиг. 47. Кривая подтверждает большую экономичность быстроходной машины по сравнению с тихоходной.

Из предыдущего становится очевидным, что

увеличение как быстроходности машины, так и размеров ее уменьшает относительное количество тепла, отданного она охлаждению, следовательно, увеличивает экономичность и индикаторную отдачу машины.

Теперь перейдем к небольшому анализу формул Герцфельда. В этих формулах имеется определенная зависимость между теплом, отданным на охлаждение,



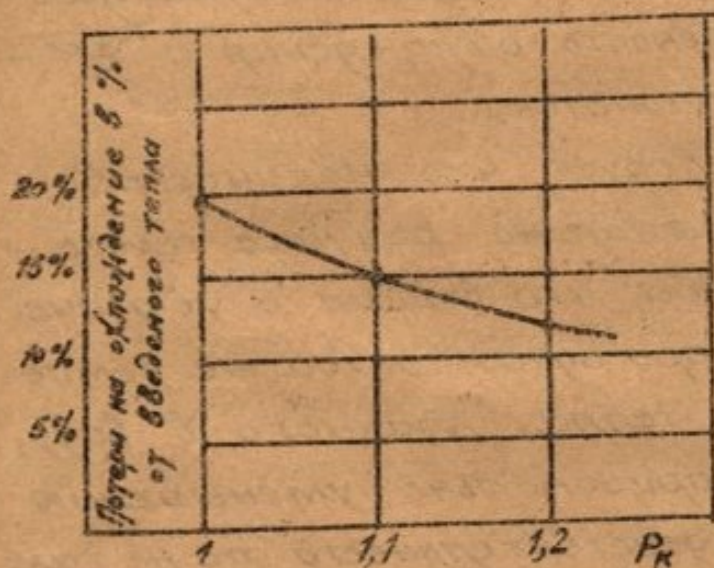
Фиг. 47

и коэффициентом наполнения машины. Количество тепла, отданного на охлаждение, растет вместе с увеличением коэффициента наполнения. Такая зависимость от коэффициента наполнения тождественна зависимости количества тепла, отданного в воду от давления, в формуле Нуссельта, так как при одних и тех же условиях давление в цилиндре будет расти вместе с увеличением коэффициента наполнения. Кроме того показатель степени при давлении в формуле Нуссельта $2/3$ и показатель степени при коэффициенте наполнения в формуле Герцфельда близки друг к другу. Поэтому эти зависимости обеих формул будем считать тождественными.

Если исходить из формулы Герцфельда, то становится очевидным, что вместе с увеличением давления в машине (т.е. уменьшением ее коэффициента наполнения) будет уменьшаться и количество тепла, отданного на охлаждение. Для того чтобы

объяснить зависимость коэффициента переданного тепла по отношению к единице мощности при изменении коэффициента наполнения, — произведем следующий анализ:

Пусть коэффициент наполнения увеличится в K раз; при увеличении коэффициента наполнения в K раз, мощность также увеличится в K раз, а количество тепла, отданного на охлаждение, изменится в $K^{1,75}$ раз. Следовательно, рост мощности идет сильнее, чем рост отданного на охлаждение тепла. Это значит, что вместе с ростом коэффициента наполнения, растет не только мощность, но и весь тепловой эффект работы машины. Мы теряем в боду меньше, чем выигрываем в работе машины, — теплота используется лучше. Точно так же влияет на удельную теплоотдачу степень наддува (см. фиг. 48).



фиг. 48

В дальнейшем мы будем изучать характеристики, связанные с наддувом машины ^{где будет виден} рост мощности вместе с наддувом. Всякий наддув машины увеличивает коэффициент наполнения и, следовательно,

увеличивает количество тепла, отданного на охлаждение, но в то же время увеличивает мощность машины. Из предыдущих рассуждений очевидно, что вместе с увеличением наддува машины количество тепла, отданного на охлаждение и отнесенного к единице мощности, будет умень-

шаться. Последнее видно и из опытов с двигателем Ролльс-Ройс "Кестрель", результаты которых приведены на фиг. 48а,

Далее несколько слов о зависимости тепла, потерянного на охлаждение, от температуры охлаждающей воды. Согласно закона теплопередачи мы имеем формулу:



Фиг. 48а

$$Q = Kf \frac{\Delta t}{\epsilon K}$$

Здесь Δt — разность температур газа и охлаждающей жидкости, f — поверхность охлаждения и ϵK — сумма сопротивлений теплопоток.

Из этой формулы следует, что количество ушедшего тепла пропорционально разнице температур. Поэтому казалось бы, что вместе с увеличением температуры воды при одной и той же температуре газов, количество тепла, отданного в воду, будет уменьшаться пропорционально уменьшению разницы температур. В действительности это не так: оказывается, что уменьшение количества тепла, отданного в воду, идет быстрее, чем уменьшение разницы температур, что видно из фиг. 49. Примем среднюю температуру газа за цикл, равную 1000°C , а температуру воды повысим на 50° , т.е. с 50° до 100° .

Из фиг. 49 видно, что при уменьшении разницы температур между газом и водой на 50° , т.е. на 5%, количество тепла, отданного воде, изменилось от

150000 кг до 115000 кг, т.е. 3%. Отсюда вывод: надо держать воду как можно горячее, это уменьшит потерю в воду. Такая непропорциональность изменений потерь в воду (по сравнению с изменением температуры) объясняется тем, что вместе с увеличением температуры стенок, значительно уменьшается работа трения поршня. Кроме того, как показывает опыт, с увеличением температуры воды значительно уменьшается перепад температуры между водой и стенками (см. труды ЦИАМ'а, вып. 24).

Упомяну еще одну характеристику, а именно зависимость потерь тепла в воду от состава смеси. Эксперименты подтверждают, что вместе с обогащением смеси потери тепла в воду уменьшаются до известных пределов, и максимум потерь в воду получается при $\alpha = 1-1,05$, так что потери в воду уменьшаются вместе с обогащением.

Объяснение заключается в следующем. Вместе с обогащением смеси, как выяснено было раньше, растет быстрота горения, а, следовательно, падает средняя температура процесса.

Вместе с падением температуры процесса, конечно, уменьшается количество тепла, отданного в воду. При дальнейшем обогащении смеси, как известно, скорость горения опять замедляется, процесс горения ухудшается, и средняя температура процесса растет, а вместе с этим, конечно, растет и теплопередача на охлаждение машины. При обеднении же смеси в результате медленного горения слабой смеси средняя температура горения растет, а, следовательно, растет и количество тепла, отданного на охлаждение.

§ 2. ВНЕШНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Под внешними характеристиками мы понимаем зависимость каких-либо факторов работы двигателя от числа оборотов, причем с изменением оборотов дроссель карбюратора полностью открыт, а число оборотов меняется путем изменения вращающего момента сопротивления. Ниже будут рассмотрены внешние характеристики различных факторов работы двигателей.

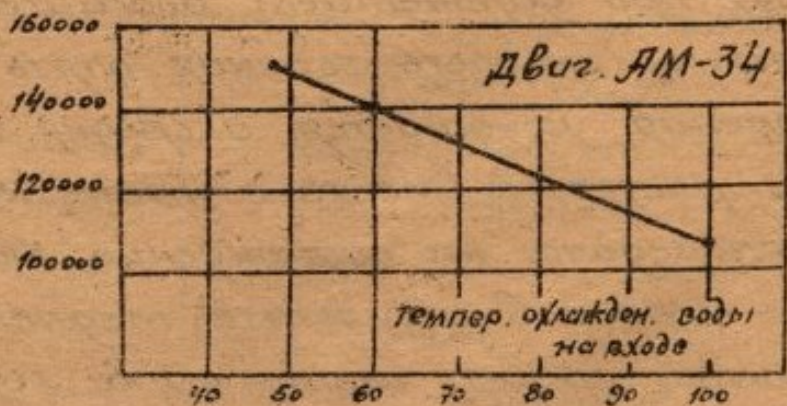
Внешними силовыми характеристиками мы называем характеристики, определяющие зависимость отдельных мощностей (индикаторной, эффективной и мощности, затраченной на потери) от числа оборотов при полном открытии дросселя.

Изучение силовых характеристик мы начнем с изучения характеристики индикаторной мощности в зависимости от числа оборотов. Такой порядок изучения необходим потому, что для перехода к внешним характеристикам эффективной мощности необходимо изучить отдельные внешние характеристики для различного рода потерь.

Индикаторная мощность выражается двумя формулами:

$$N_i = \frac{30 \cdot H_i}{632 \cdot L_0} \cdot \frac{V_i}{\alpha} \cdot \frac{V_i^2 \cdot \eta_i}{N_{00} \cdot V_i \cdot \eta_i} \quad (55)$$

$$N_i = \frac{F \cdot S \cdot p_i \cdot i}{260 \cdot 75} \cdot \frac{V_i \cdot p_i \cdot i}{0,9} \quad (56)$$



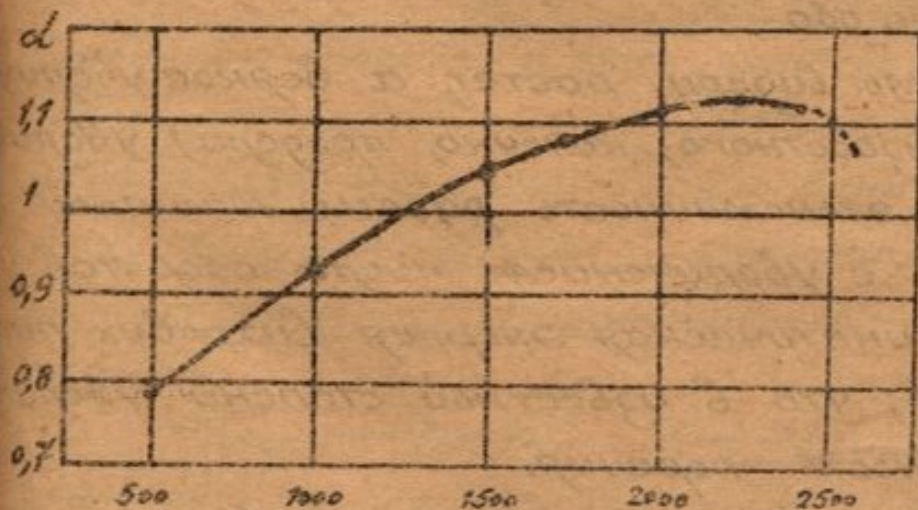
Фиг. 49

В этих формулах H_i — теплотворная способность килограмма топлива; L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для горения килограмма топлива; η_i — индикаторный тепловой коэффициент машины; η_v — коэффициент наполнения машины; γ_0 — удельный вес воздуха при условиях окружающей среды; V_h — объем рабочего хода машины в M^3 ; i — число цилиндров; n — число оборотов машины; F — площадь поршня в M^2 ; S — ход поршня в M ; P_i — индикаторное давление в $Kg. на см^2$.

Как видим, индикаторная мощность зависит от ряда переменных (кроме числа оборотов); следовательно, для того, чтобы выявить зависимость индикаторной мощности от числа оборотов, надо выявить зависимость отдельных величин, вошедших в формулу, от числа оборотов.

От числа оборотов зависят также η_i , α , $\frac{\eta_i}{\alpha}$. Необходимо остановиться прежде всего на внешних характеристиках этих величин.

Начнем с α . Эксперименты подтверждают, что зависимость α от числа оборотов можно изобразить кривой, показанной на фиг. 50.



Фиг. 50

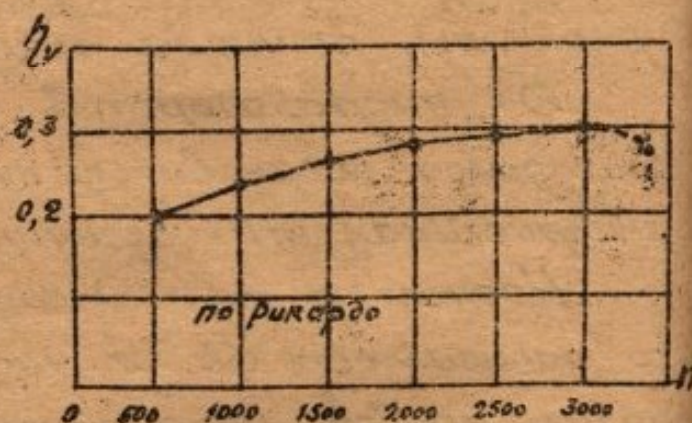
Это значит, что вместе с числом оборотов смесь обедняется. Наличие такого типа характеристики α объясняется необходимостью обогащения смеси при малой

102
нагрузке и экономичностью при больших мощностях.
Этот вопрос нами был выяснен раньше.

Перейдем теперь к внешним характеристикам η . Как изменяется тепловая отдача машины вместе с оборотами? В решении этого вопроса нет согласия между отдельными исследователями.

Одни считают, что коэффициент индикаторной отдачи не изменяется вместе с числом оборотов при полностью открытом дросселе. Другие исследователи этого не подтверждают. Вообще, при настоящем положении наших экспериментов можно утверждать, что коэффициент индикаторной отдачи не остается постоянным при изменении оборотов и меняется по определенному закону. Зависимость индикаторной отдачи от числа оборотов изображена на фиг. 51.

Как видим, индикаторная отдача вместе с оборотами сначала растет, а потом падает. Чем объясняется такой вид характеристики?



фиг. 51

1. Вместе с увеличением числа оборотов α , как мы видели, растет, а всякое увеличение α (до известного, конечно, предела) увеличивает тепловую экономичность работы машины.

2. Вместе с увеличением числа оборотов увеличивается кинетическая энергия вихревых потоков в машине, что в известной степени увеличивает интенсивность горения.

3. Вместе с увеличением числа оборотов

уменьшается относительная величина потери в воду за один цикл и потери смеси через неплотности. То и другое, во-первых, должно увеличить давление сжатия и, во-вторых, уменьшить потери в воду. Оба последние фактора должны поднять экономичность работы, а следовательно вызвать рост η_i .

4. Вместе с увеличением оборотов уменьшается время, в течение которого происходит процесс сжатия. Последнее обстоятельство, как мы видели, уменьшает детонацию, уменьшение же детонации улучшает тепловой процесс и увеличивает η_i .

5. Вместе с увеличением оборотов улучшается самый процесс карбюрации.

Из предыдущего становится понятным, что вместе с ростом оборотов n_i должно расти (но конечно, до известных пределов). Известно, что количество топлива, отданного в машину и отнесенного к одной л.с., при увеличении оборотов сначала падает, затем начинает расти. Это обстоятельство отчасти вызывается тем, что с наступлением определенных оборотов начинает падать η_i .

С увеличением оборотов машины время теплового процесса постепенно укорачивается, что неизбежно должно вызвать увеличение явления догорания, а вместе с тем уменьшение η_i . Далее обеднение смеси карбюратором поднимает экономичность машины только в определенных пределах. С дальнейшим обеднением смеси замедляется горение, и экономичность работы машины падает.

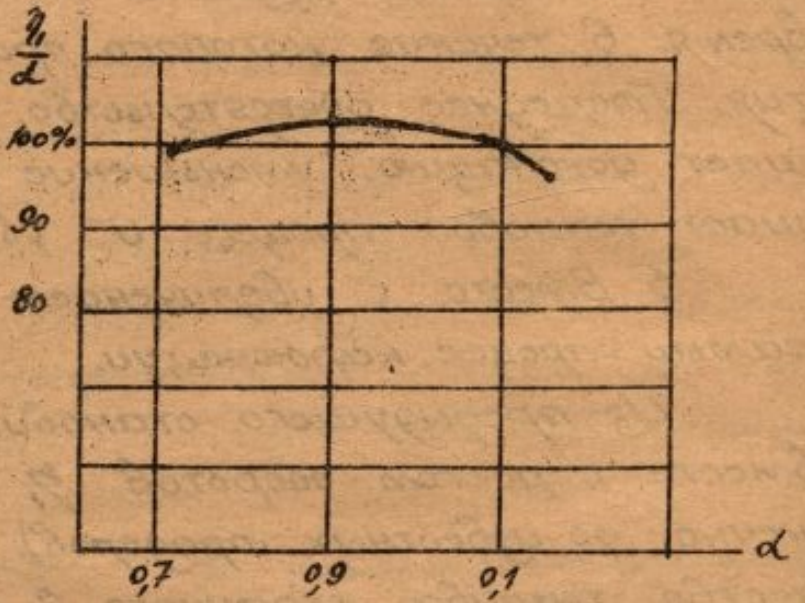
Если сравнить характеристики изменения α и η_i , то можно видеть, что они, действительно, изменяются подобно друг другу. Это обстоятельство

приводит к тому, что в формуле (55) отношение η_i к α изменяется очень мало; изменение этого отношения показано на фиг. 52. Такое незначительное изменение отношения η_i к α упрощает построение характеристик, так как в известных пределах изменения α отношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ можно принять постоянным.

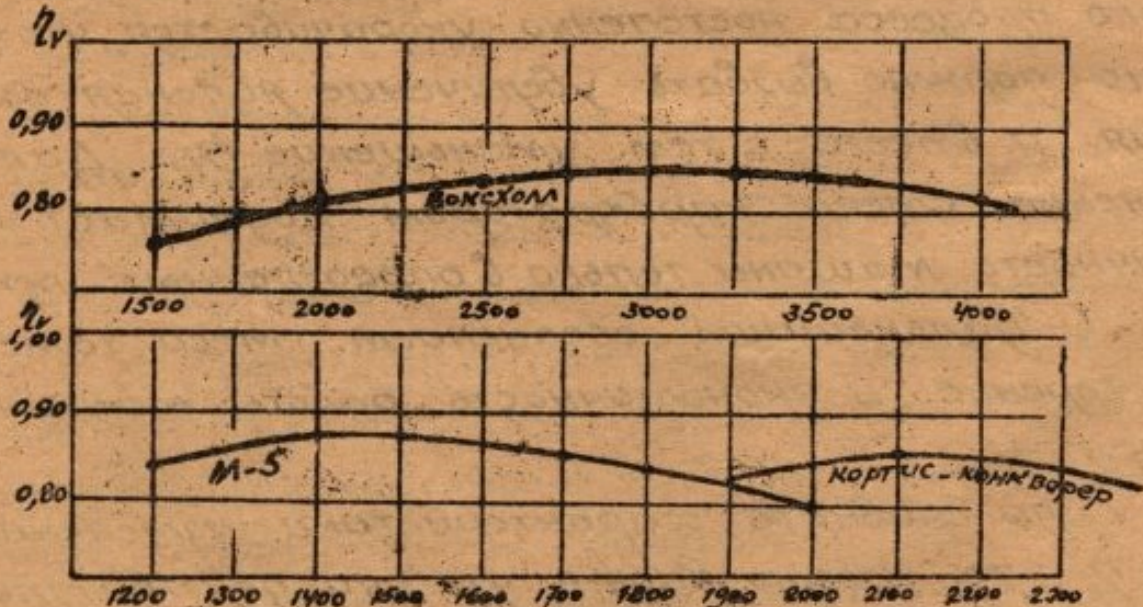
Несколько слов об изменении коэффициента наполнения с числом оборотов.

В предыдущем (при изучении коэффициента наполнения) мы видели, что коэффициент наполнения с оборотами сначала растет, а затем падает;

там же было объяснено это течение характеристики коэффициента наполнения. На фиг. 53 представлена кривая коэффициента наполнения для отдельных известных авиационных двигателей.



Фиг. 52



фиг. 53

ционных моторов.

Все изложенное выше относительно влияния отдельных факторов на индикаторную мощность позволяет сделать анализ течения кривой индикаторной мощности в зависимости от оборотов. Общий закон течения их заключается в следующем.

1. Сначала на кривой характеристики индикаторной мощности (до наступления определенного числа оборотов) замечается рост мощности, более сильный, чем рост числа оборотов.

2. Затем при определенном числе оборотов рост мощности и рост числа оборотов идут пропорционально.

3. После этого рост индикаторной мощности замедляется и отстает от роста числа оборотов. Это замедление продолжается дольше и заканчивается тем, что при определенном числе оборотов индикаторная мощность перестает расти, а затем вместе с увеличением числа оборотов индикаторная мощность начинает падать.

Максимальная мощность наступает для каждой данной машины при определенном числе оборотов. Обычно, максимальная индикаторная мощность наступает в тот момент, когда средняя скорость смеси во всасывающих клапанах доходит, приблизительно, до скорости звука, соответствующей данным окружающим условиям. Следовательно, при работе на уровне моря, этот момент максимальной индикаторной мощности наступает при средней скорости в клапанах приблизительно 300-280 м/сек.

При дальнейшем увеличении числа оборотов скорость в клапанах перейдет критическое значение, а

следовательно, грубо говоря, бесовое количество потока смеси через клапаны в единицу времени с дальнейшим увеличением числа оборотов не будет изменяться.

Это обстоятельство (вместе с тем, что с увеличением оборотов, как указано выше, качество и быстрота процесса горения уменьшается) действует таким образом, что после наступления критической скорости в клапанах индикаторная мощность начинает падать. Число оборотов, при котором индикаторная мощность достигает максимума, мы называем критическим числом оборотов. Критическое число оборотов наступит в различных машинах при различных режимах, даже в машинах имеющих одинаково номинальные мощности и одинаковые максимальные мощности, критические числа оборотов могут быть разными. Это зависит от того, какие имеются скорости смеси в клапанах при данных оборотах. Чем меньше скорость смеси в клапанах при данных оборотах, тем позже наступит момент критического числа оборотов.

Момент критического числа оборотов в сильной степени зависит от окружающих условий, поскольку значение критической скорости зависит от давления и температуры окружающей среды. Как известно, значение критической скорости выражается формулой:

$$W_{кр} = \sqrt{kgRT}$$

Следовательно, при подъеме на высоту вместе с падением температуры падают критические скорости. Это значит, что критическое число оборотов на высоте наступает раньше, чем при наземных условиях. Следовательно, падение индикаторной мощности начинается на высоте при меньших обо-

ротах, чем при наземных условиях.

Перейдем ко второй формуле индикаторной мощности:

$$N_i = \frac{V_h P_i \pi i}{0,9}$$

Для изучения характеристик N_i по этой формуле необходимо сравнить внешние характеристики в зависимости от числа оборотов величины P_i . Для того чтобы определить течение изменения P_i вместе с числом оборотов, выведем следующую формулу.

Приравнивая выражение мощности по обоим формулам, получаем:

$$\frac{V_h \cdot P_i \cdot \pi \cdot i}{0,9} = \frac{30}{632} \frac{H_v}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \gamma V_h i \pi \dots \dots \dots (57)$$

тогда

$$P_i = \frac{27}{362} \frac{H_v}{L_0} \eta_v \gamma_0 \frac{\eta_i}{\alpha} \dots \dots \dots (58)$$

Как видно из последней формулы, P_i зависит от теплотворной способности топлива, от отношения η_i и α , и от коэффициента наполнения. Если пренебречь сравнительно небольшими изменениями отношения η_i и α вместе с оборотами, то мы получим, что индикаторное давление изменяется совершенно так же, как коэффициент наполнения, что и подтверждается опытами (см. фиг. 54).

Переходим теперь к внешним характеристикам зависимости от оборотов эффективной мощности. Известно, что эффективная мощность равняется индикаторной минус все механические потери. Поэтому, чтобы определить внешние характеристики эффективной мощности, необходимо исследовать внешние характеристики отдельных механических потерь в зависимости от оборотов. Мы начнем с изучения

механических потерь трения.

Механические потери трения состоят из механических потерь трения в подшипниках, механических потерь трения поршня, трения в различных передачах: к клапанам, к насосам и т.д.

Начнем с определения характеристики трения в подшипниках. Трение в подшипниках будет детально изучено в разделе о смазке; Здесь же будут изложены основные понятия, дающие возможность объяснить течение характеристики трения. Известно, что при вращении цапфы в подшипнике, (в общем случае) не должно быть трения о металл; цапфа вала лежит не на металле вкладыша, а на слое смазки, находящемся между цапфой и подшипником. В таком случае в подшипнике будет не трение скольжения металла о металл, а трение цапфы и подшипника о прилегающий слой смазки и трение самих слоев смазки друг о друга. Для определения силы и работы трения в таких случаях можно пользоваться двумя теориями трения в подшипниках, — старой теорией, основанной еще Петровым, и новой гидродинамической теорией трения.

По старой теории Петрова сила трения в подшипнике определяется следующей формулой:

$$P_{тр} = \eta F \frac{V}{\Delta h} \dots \dots \dots (59)$$

Здесь $P_{тр}$ — сила трения, η — вязкость смазки, V — относительная скорость цапфы подшипника во вкладыше, Δh — толщина слоя смазки и F — площадь соприкосновения цапфы и смазки. Если помножить силу на скорость цапфы, то получим работу, затраченную на сопротивление трения.

$$P_{тр} V = \eta F \frac{V^2}{\Delta h} \dots \dots \dots (60)$$

Как видим, потери мощности на трение в подшипнике по упрощенной теории Петрова изменяются пропорционально квадрату скоростей цапфы, а следовательно, и пропорционально квадрату числа оборотов цапфы.

По новейшей гидродинамической теории трения потери на трение в подшипниках выражены будут несколько в ином виде, что видно из следующего.

По закону гидродинамической теории смазки коэффициент трения в подшипнике выражается такой формулой:

$$M = K \sqrt{\frac{\eta V}{\rho}} \dots \dots \dots (61)$$

здесь K - постоянный коэффициент; ρ - удельное давление на подшипник.

Помножив это уравнение на скорость цапфы, получим уравнение для определения мощности, затрачиваемой на трение в подшипнике:

$$N_{тр} = K \sqrt{\frac{\eta V^3}{\rho}} \dots \dots \dots (62)$$

Заменив в этой последней формуле скорость цапфы соответствующими оборотами, получим среднюю зависимость потери на трение от числа оборотов машины:

$$N_{тр} = \pi \sqrt{\frac{\eta \pi^3}{\rho}} \dots \dots \dots (63)$$

Таким образом, мощность, затрачиваемая на трение в подшипнике, изменяется не пропорционально квадрату оборотов, как это следует из формулы Петрова, а пропорционально степени 1,5 от оборотов.

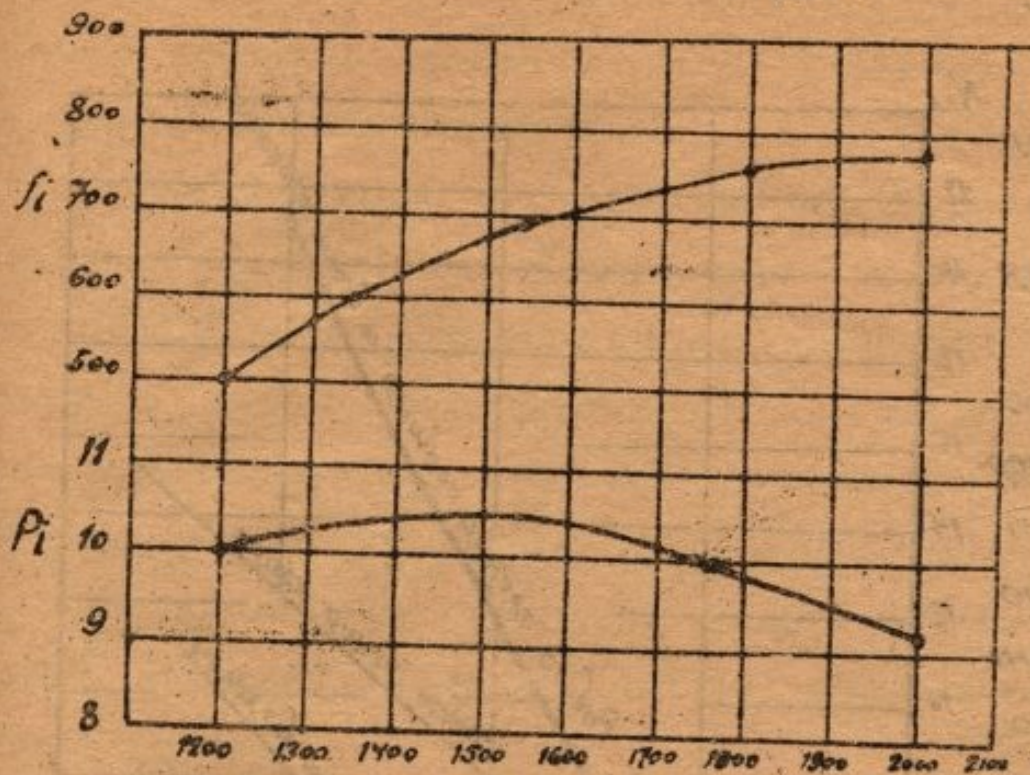
Перейдем теперь к выяснению внешних характеристик потерь на трение поршня о стенки цилиндра. Потери на трение поршня в основном состоят из потерь на трение колец о стенки цилиндра и потерь на трение юбки поршня. Поскольку между поршнем и стенками цилиндра также имеется слой смазки, (как и в подшипнике), казалось бы, что все предыдущие соображения о течениях характеристики трения в подшипнике должны быть применены и к случаю трения поршня, и тогда надо было бы считать одинаковым течение характеристик потерь на трение поршня и потерь на трение подшипника. Но, как показывают эксперименты, потери на трение поршня растут в зависимости от оборотов значительно, чем потери на трение в подшипнике, и это трение растет в зависимости от скорости, в лучшем случае, с показателем 2. Обычные потери на трение поршня растут в зависимости от скорости с показателем выше 2 (ходящим до 2,3)

Объясняется это следующими причинами:

1. При движении поршня имеется влияние мертвых точек. При движении поршень преодолевает трение покоя, которое, как известно, имеет большее значение, чем трение при движении.

2. Смазка заключенная в зазоры между поршнем и цилиндром, обычно несколько испорчена и загрязнена коксованием под влиянием температуры газа. Скопившаяся же смазка увеличивает работу трения поршня.

3. Вследствие того, что под нижним кольцом накапливается значительное давление, между поршнем и цилиндром держится большой слой смазки, увеличивающий трение.



Фиг. 54

В результате влияния указанных факторов работа трения поршня без колец с оборотами изменяется по параболе с показателем степени от 2 до 2,3. Совсем иначе меняется вместе с

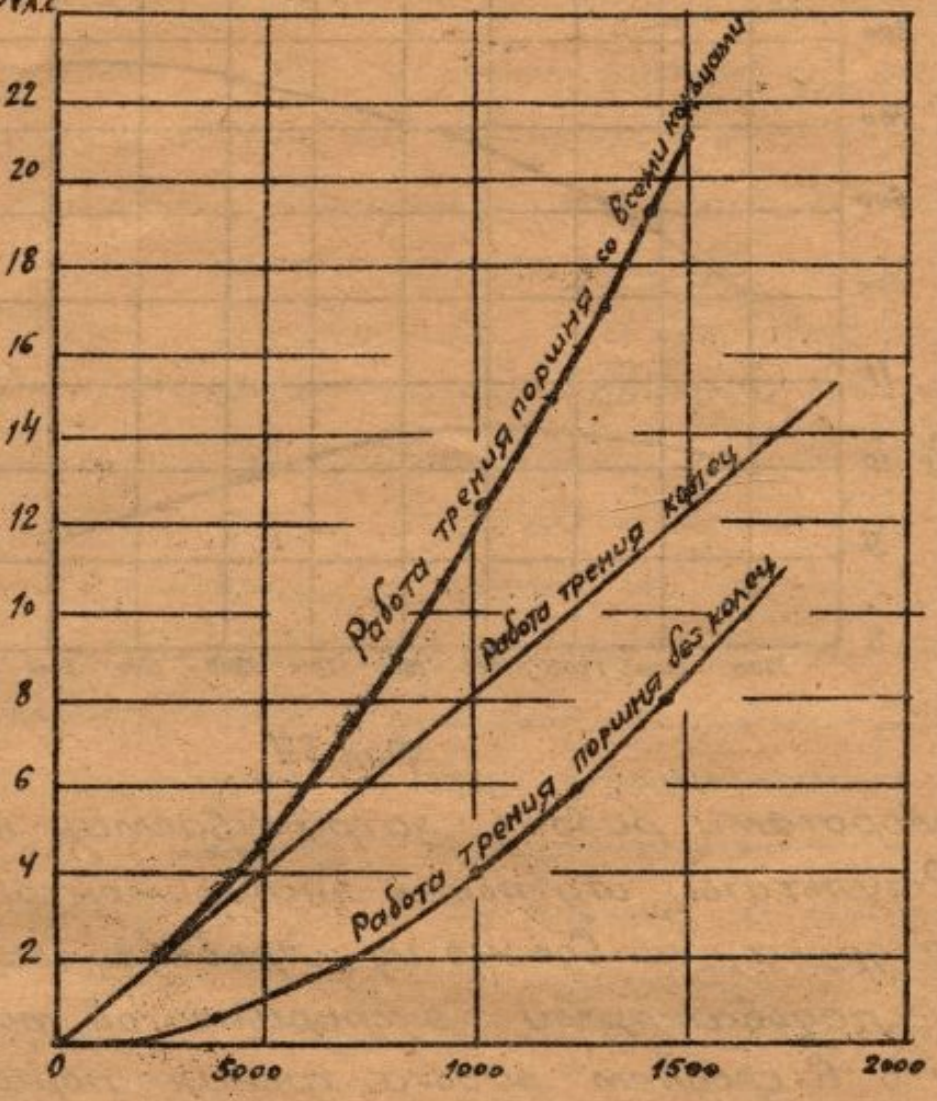
оборотами работа, затрачиваемая на трение колец. Результаты отдельных экспериментов отличаются друг от друга, но все же из проведенных некоторыми исследователями экспериментов можно установить, что в среднем работа трения поршневых колец вместе с оборотами изменяется по прямой линии или по кривой, очень близкой к прямой.

На фиг. 55 показаны изменения работы трения в зависимости от оборотов отдельно поршня и колец.

Необходимо объяснить причину указанного на фиг. 55 течения кривой работы трения колец. Как было выяснено, при работе трения подшипника квадратичная зависимость работы трения от оборотов вызывается исключительно наличием слоя смазки. При отсутствии слоя смазки работа трения изменилась бы пропорционально числу оборотов с показателем первой степени. При движении кольца в цилиндре оно соскабливает смазку с цилиндра; поэтому нужно считать, что между цилиндром и

и кольцом прак-
тически слой $N_{лс}$
смазки очень мал.
Это и обуславли-
вает изменения
работ трения
поршня вместе
с оборотами в пер-
вой степени от
оборотов или по
параболе с очень
малой степенью.

Нужно при
этом сказать, что
не все кольца в
одинаковой сте-
пени увеличива-
ют работу трес-
ния поршня. Опы-
ты показывают,
что наибольшее



фиг. 55

трение вызывает нижнее кольцо и меньшее — осталь-
ные кольца. Причина заключается, по видимому, в том,
что нижнее кольцо, главным образом, увлекает за
собой смазку и создает под поршнем большое масля-
ное давление. На фиг. 56 показаны значения работ
трения, вызываемые отдельными кольцами.

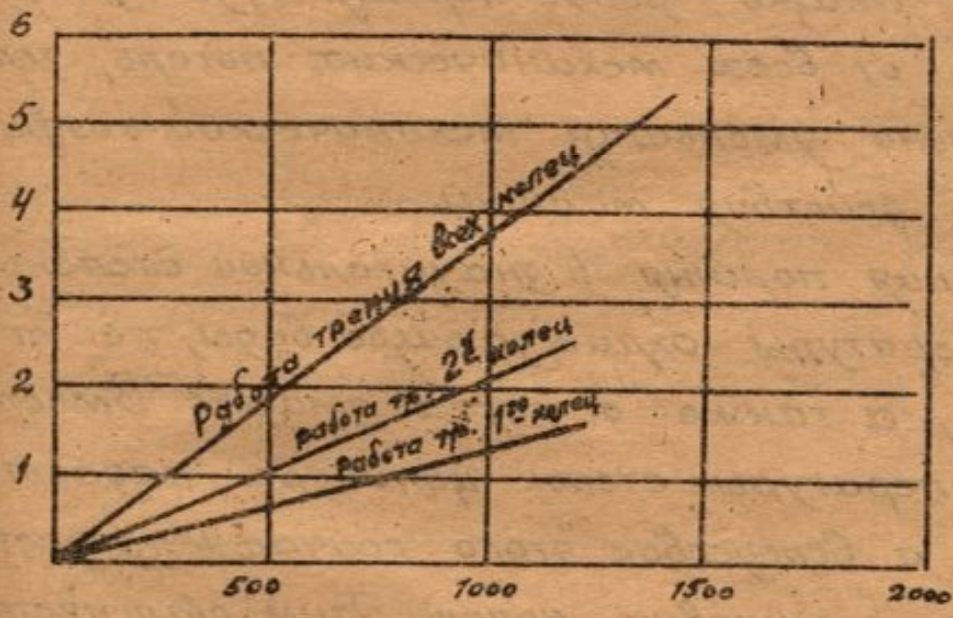
Что касается отдельных слагаемых работы трения
поршня, получающейся от трения собственно поршня
и трения колец, то их можно видеть на фиг. 55.

Из этой фигуры видно, что работа трения колец
по своей величине немногим больше работы трения
поршня. Этот факт имеет очень большое значение;

знако, о нем часто забывают. Работа трения собственно поршня сама по себе зависит в известной степени от наличия колец.

Дело в том, что если бы не было колец, слой смазки по поршню всегда был бы меньше вследствие выдавливания. Соскребаящее действие колец не дает смазке легко выдавливаться и держит толщину слоя смазки всегда больше, чем это имеет место без колец. В результате при наличии колец (при прочих равных условиях) между поршнем и цилиндром будет больший слой смазки, чем без колец, отсюда и большая работа трения.

Так как работа трения колец не много больше работы трения поршня, то понятно, что трение колец выпрямляет характеристику трения всего поршня вместе с коль-



фиг. 56

цами, что и видно из фиг. 55.

Мощность трения собственно поршня меняется с оборотами по параболе с показателем 2-2,3, а мощность трения всего поршня меняется с оборотами по параболе с показателем 1,25-1,3 (и максимум 1,5) более точными будут следующие зависимости. Сила трения поршня зависит от оборотов по формуле

$$P_{тр} = a + b n^k,$$

а мощность трения по формуле

$$N_{т.п} = a n + b n^k n.$$

Последнее выражение может быть заменено выражением вида $N_{тр} = A n^{2-2.3}$. В первых двух выражениях показатель "k" равен 1,2 - 1,35.

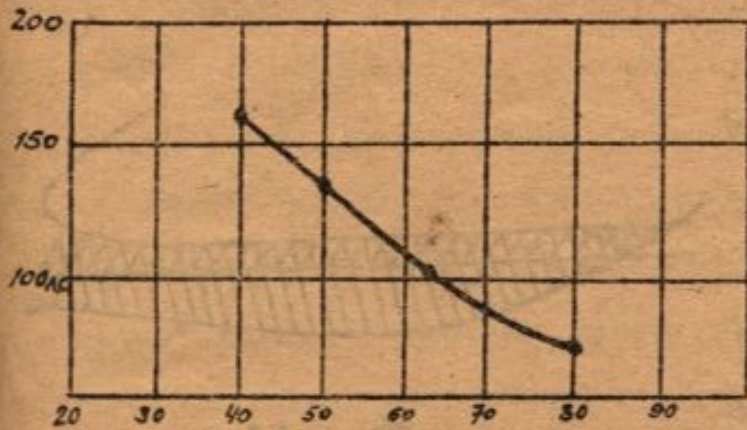
Вообще трение поршня и колец по абсолютной величине является наибольшим по сравнению со всеми другими элементами механических потерь в машине. Трение поршня нормально доходит до 60% от всех механических потерь в машине, но может возрасти и дальше при плохой смазке; при сильном же закоксовании смазки трение поршня будет доходить до 70-80% от всех механических потерь, тем самым значительно уменьшая механический коэффициент полезного действия машины.

Работа трения поршня в значительной степени зависит от температуры охлаждающей воды, т.е. от стенок цилиндра, а также от сорта смазки. Вместе с подъемом температуры стенок цилиндра падает вязкость смазки, а вследствие этого сейчас же падает и работа трения поршневых колец. Этим объясняется заметный рост механического коэффициента полезного действия, вместе с подъемом температуры стенок цилиндра.

На фиг. 57 дана диаграмма изменений работы трения поршня вместе с ростом температуры охлаждающей воды.

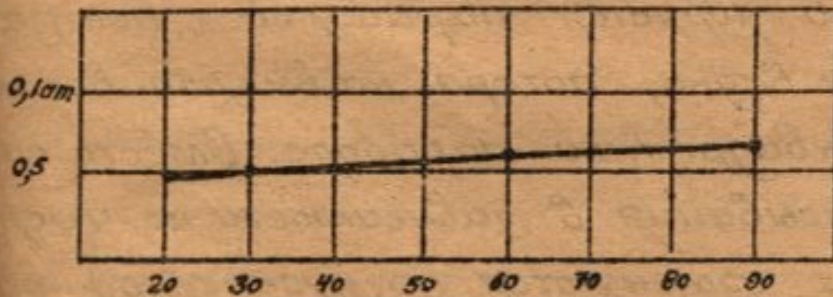
Перейдем к насосным потерям. Насосными потерями мы называем сумму потерь мощности на всасывание свежей смеси и на выталкивание продук-

тов горения. Необходимо объяснить, как изменяются те и другие потери по своей величине в зависимости от числа оборотов машин.



Фиг. 57

числа оборотов. Но в результате различного рода причин (например, нагрев смеси) он меняется по параболе с меньшим показателем, (2,7-2,8).



Фиг. 58

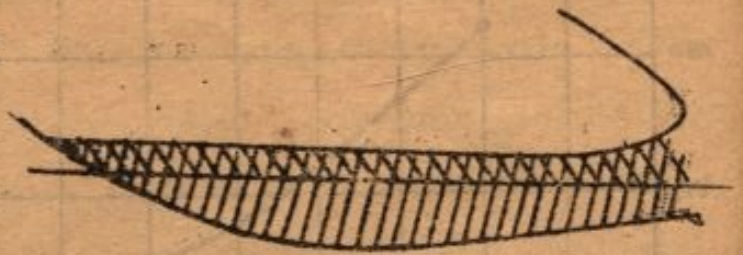
несколько иначе, — вместе с оборотами. Если бы у нас количество смеси, засасываемой при различных оборотах, было одним и тем же, а температура и удельный вес продуктов горения всегда одинаковыми, — то вполне очевидно, что потери на выхлоп менялась бы также пропорционально кубу оборотов.

В первой главе было установлено, что вакуум за ход всасывания должен был бы изменяться в машине в среднем в квадрате числа оборотов. Это значит, что потери мощности на всасывание должны были бы меняться в кубе

Что касается потерь на выхлоп (см. часть двойной заштриховки на фиг. 59), то эти потери должны менять свою величину

При этом надо учесть следующие особенности процесса выхлопа: вместе с оборотами 1) будет уменьшаться полный и удельный вес продуктов горения; 2) будет увеличиваться их температура; 3) будет увеличиваться давление выхлопа P_2 .

Все эти три фактора сами по себе будут влиять на сопротивление выхлопа, и в результате мы не сможем получить простую кубическую зависимость сопротивления выхлопа от числа оборотов.



Фиг. 59

Из предыдущего небольшого анализа надо ожидать, что сопротивление выхлопа будет расти медленнее, чем в кубической зависимости от числа оборотов. Опыты, произведенные мною, показывают, что, приблизительно, кривая зависимость потерь на выхлоп от оборотов является параболой с показателем 2,0 - 2,3. Как видно, потери на выхлоп все же более близки к квадратной параболе. Вместе с тем сопротивление всасывания в зависимости от числа оборотов не всегда изменяются по кубической параболе; иногда она изменяется в зависимости от числа оборотов со степенью ниже 3, что отчасти объясняется нагревом смеси в цилиндре при больших оборотах вследствие большого догорания при этих оборотах.

Вместе с ростом температуры охлаждающей воды должно несколько увеличиваться сопротивление

ние выхлопа, т.к. вместе с ростом температуры охлаждающей воды уменьшается показатель поли-тропы расширения, в результате чего должен быть некоторый подъем давления расширения и давления выхлопа.

На фиг. 58 дана диаграмма изменений сопротивления выхлопа вместе с изменениями температуры охлаждающей воды. Таким образом при расчетах полное изменение механических потерь на всасывание и выхлоп нельзя принимать, идущим по кубической параболе.

Здесь же надо заметить, что точное определение насосных потерь можно провести только методом хорошей правильной съемки индикаторной диаграммы со слабой пружиной; других методов нет. Иногда принимают за насосные потери разности мощностей, затрачиваемых на вращение мотора - без клапанов и с клапанами. Это тоже неверно, так как при вращении мотора с клапанами должны считаться и мощность на передачу тепла от смеси к воде. Известно что при вращении мотора вхолостую диаграмма дает небольшую площадку, в которой линия расширения идет ниже линии сжатия. Эта площадка обуславливается исключительно передачей тепла в воду при сжатии и расширении. В результате при таком методе получаются ошибки в определении насосных потерь и поэтому лучшим методом является снятие диаграммы при помощи индикатора со слабой пружиной.

Опыты говорят о том, что мощность насосных потерь растет приблизительно по закону $N_{\text{нас}} = a\eta + b\eta^{2,8}$, т.е. медленнее, чем по кубической зависимости.

Как потери на трение подшипников поршня,

так и насосные потери ^{мг} кроме оборотов зависят еще и от индикаторного давления. По этому вопросу имеется много противоречивых заключений и экспериментов, но все же согласно большинству опытов работу трения в зависимости от давления P_i можно выразить формулой:

$$N_2 = a\pi + bP_i^m \pi + cP_j^k \pi,$$

здесь: P_i - среднее индикаторное давление и P_j - среднее давление кули инерции на см^2 поршня в кг. Все здесь зависит от соотношения величин a , b и c . Чем больше величина „ b “, тем больше и зависимость от P_i работы трения поршня или подшипников. Показатели „ m “ и „ k “ близки к единице.

Обычно показатель „ b “ и „ c “ таковы, что работа трения поршня незначительно зависит от среднего индикаторного давления. Кроме того соотношение величин a , b , c , m и k таково, что приведенное выражение ($N_2 = a\pi + bP_i^m \pi + cP_j^k \pi$) может быть с достаточной точностью при постоянных средних оборотах порядка 2000/ заменено выражением вида

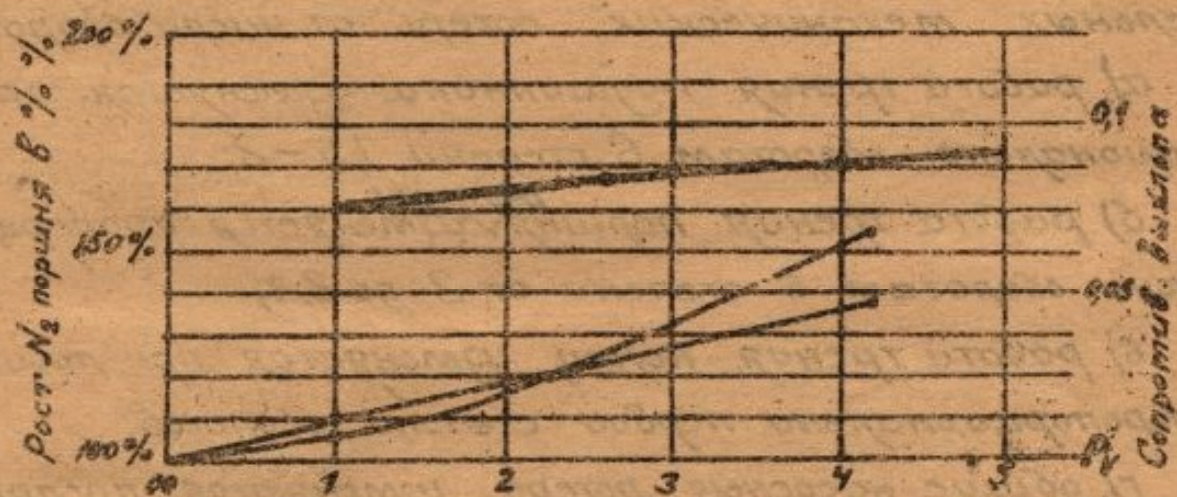
$$N_2 = B P_i^{0,20} \pi$$

Вместе с увеличением оборотов зависимость N_2 от P_i падает благодаря росту значения P_j .

Вместе с ростом индикаторного давления растет также площадь двойной заштриховки на фиг. 59. Вследствие общего роста давления при расширении растет, конечно, и сопротивление выхлопа, а, следовательно, и насосные потери вообще. Как те, так и другие потери растут далеко не так быстро, как давление в цилиндре, рост тех и других потерь вместе с давлением показан на фиг. 60.

Как видно из фиг. 60, при увеличении среднего эффективного давления в машине в четыре раза работа трения поршня увеличивается всего на 40-50%

для алюминиевого поршня; в то же время на фиг. 60 видно что вместе с увеличением давления в четыре раза сопротивление выхлопа увеличивается всего на 15-20%; увеличение насосных потерь будет меньше, поскольку потери на выхлоп составляют долю от полных насосных потерь. Незначительный рост трения поршня объясняется: во-первых, нагребанием смазки вместе с нагрузкой, а во-вторых, тем, что решающую роль в трении поршня имеет трение слоев смазки, а не трение металла о металл.



Фиг. 60

Необходимо еще несколько остановиться на характеристике потерь отдельных агрегатов. Сюда относятся масляные насосы, водяные насосы, передачи к распределению. Вполне понятно, что водяной насос (как всякий центробежный насос) должен менять мощность, затрачиваемую на него пропорционально кубу оборотов. Так же должен изменять свою мощность и масляный насос, поскольку все сопротивления продвижению смазки в различного рода зазорах будут расти пропорционально квадрату скорости смазки, т. е. пропорционально квадрату оборотов. Поэтому оба на-

-120- 120

соса (как масляный так и водяной) дают изменения затрачиваемой на них мощности пропорционально кубу оборотов.

Что же касается изменения сопротивления на передачу к клапанам, то нет достаточных экспериментальных данных для выяснения этого вопроса. Приблизительный анализ самой сущности этого сопротивления говорит о том, что потери на передачу к клапанам будут изменяться пропорционально оборотам в степени с показателем порядка 1,2-1,3.

Теперь необходимо подытожить зависимость отдельных механических потерь от числа оборотов:

а) работа трения подшипника изменяется пропорционально оборотам в степени 1,5-2;

б) работа трения поршня ^{без колец} изменяется пропорционально оборотам в степени от 2 до 2,3;

в) работа трения колец изменяется приблизительно пропорционально первой степени оборотов;

г) общие насосные потери изменяются пропорционально оборотам в степени 2,5-2,7;

д) потери на всасывание изменяются пропорционально оборотам в третьей или в несколько меньшей степени (порядка 2,7-2,8);

е) потери на сопротивление выхлопа изменяются пропорционально числу оборотов в степени 2,0-2,3, но по своей небольшой величине имеют малое значение;

ж) потери на водяные и масляные насосы изменяются пропорционально кубу оборотов;

з) потери на приведение в действие распределения изменяются пропорционально оборотам в степени 1,3.

Как же изменяется ¹²¹общая сумма потерь вместе с оборотами? Здесь, конечно, имеет значение доля отдельных слагающих. Из отдельных экспериментов в среднем для авиамоторов можно дать следующую таблицу отдельных слагающих механических потерь, где эти слагающие выражены в виде процентов от индикаторной мощности.

Наименование потерь	% от всех механических потерь	% от индикаторной мощности.
Трение поршня и колец	40-65	5,5-8
Трение подшипников и шатуна и коленчатого вала	5-11	1-2,5
Насосные потери	12-30	2,5-6
Распределение помпы, магнето и проч.	6-12	1-2
	6-11	1-2
	100	11-19

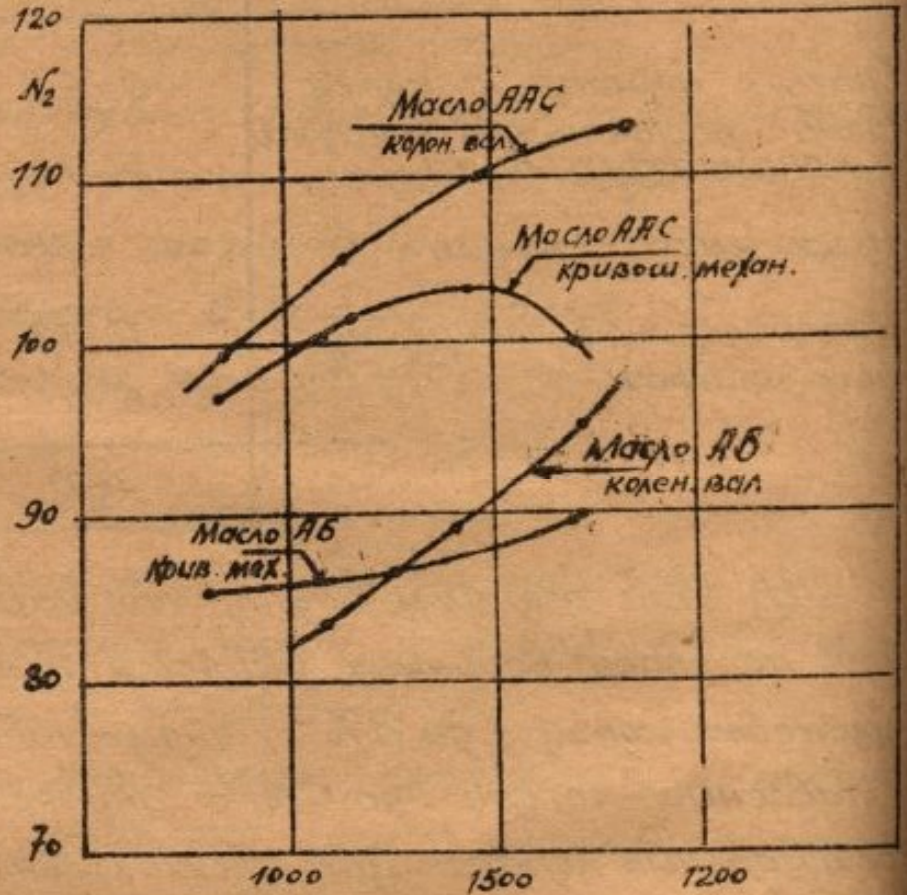
Из этой таблицы видно, что наибольшей слагающей по своей величине является трение поршня и поршневых колец (до 8% от индикаторной мощности) и насосные потери — до 6% от индикаторной мощности. Все остальные слагающие значительно меньше указанных.

Кроме того, как видно из предыдущего анализа, только сопротивление колец и распределения изменяются пропорционально оборотам в степени, равной единице или близкой к единице; все же остальные слагающие изменяются пропорционально кубу или квадрату оборотов. В результате как самый подсчет, так и эксперименты говорят о том, что общая сумма механических потерь в зависимости от оборотов

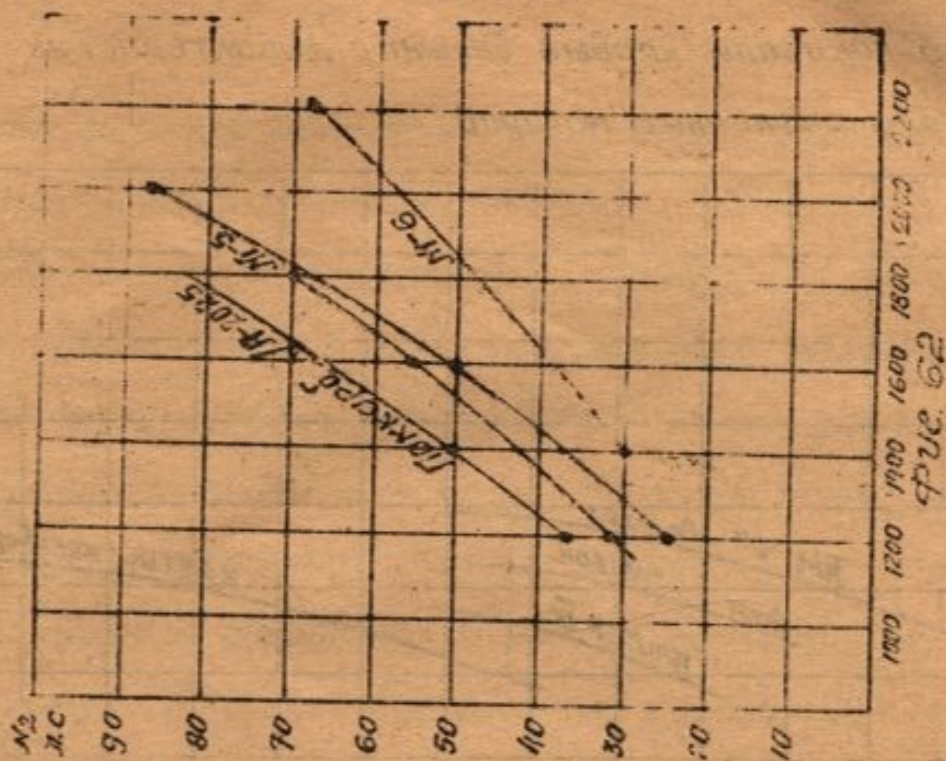
будет изменяться по кривой, близкой к квадратной параболе, во всех подсчетах принимают всегда зависимость по квадратной параболе в пределах 1,8-2,1

В заключение этого раздела надо показать еще влияние сорта смазки на величину полной суммы механических потерь. На фиг. 61 дана кривая зависимости потерь на отдельные механические сопротивления от сорта смазки; более детально этот вопрос будет изучен в разделе о смазке.

На фиг. 62 дана кривая механических потерь в зависимости от оборотов для различных машин. Все эти кривые идут или по квадратной параболе или по кривой, очень близкой к ней.



фиг. 61

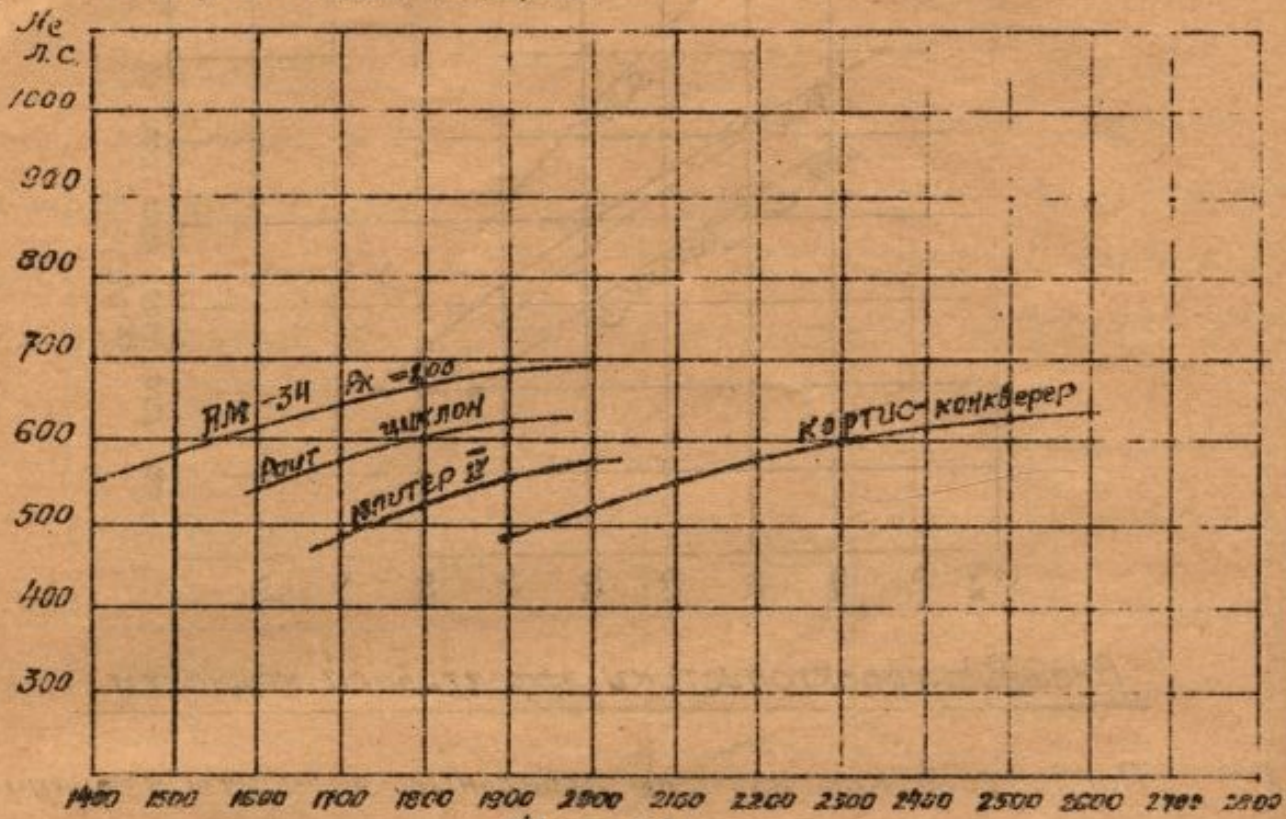


Внешние характеристики эффективной мощности.

После того как изучены отдельные элементы механического сопротивления и общая сумма этих сопротивлений, а также их внешние характеристики, можно приступить к исследованию и построению внешних характеристик эффективной мощности.

Для вновь проектируемой машины обычно поступают таким образом. Строят внешнюю характеристику индикаторной мощности и внешнюю характеристику механических потерь. Внешние характеристики механических потерь лучше всего строить в таком порядке: задаются механические потери для проектируемой машины при нормальном числе ее оборотов; выбор величины механических потерь надо произвести на основании механических потерь близких по типу, размерам и оборотам машины. Механические потери при других оборотах меняются пропорционально квадрату оборотов. Вычитая из ординат построенной внешней характеристики индикаторной мощности соответствующие ординаты механических потерь, получим внешние характеристики эффективной мощности.

На фиг. 63 показаны кривые внешних характеристик эффективной мощности для различных моторов.



фиг. 63

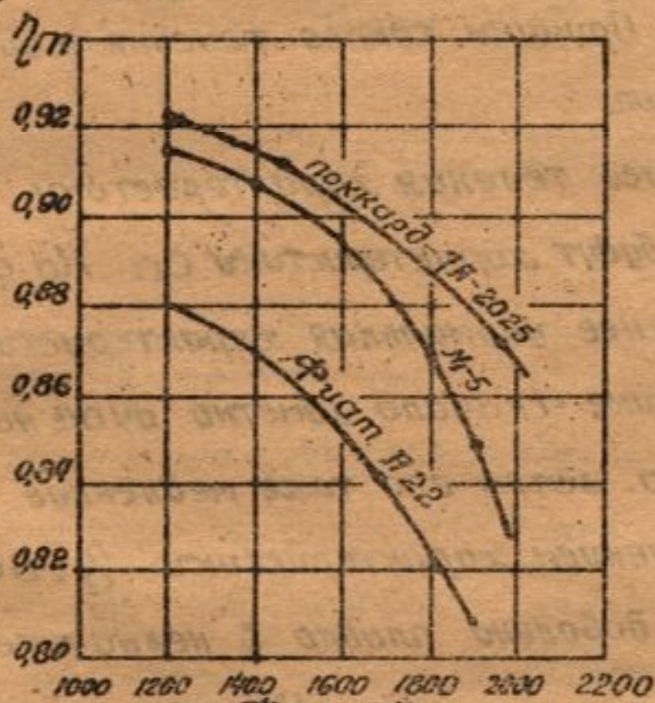
Внешние характеристики механического коэффициента полезного действия.

Как видно из предыдущего, мощность, затрачиваемая на механические сопротивления, растет с самого начала роста оборотов пропорционально второй степени от них. В то же время при изменении внешних характеристик индикаторной мощности было установлено, что индикаторная мощность от малых оборотов до критического числа оборотов в среднем растет значительно медленнее чем обороты. Как было указано, в отдельных местах рост мощности пропорционален оборотам, но на небольшом участке рост мощности опережает обороты но на большом участке изменения оборотов мощность растет значительно медленнее оборотов. В результате, в среднем, мощность растет значительно медленнее, чем обороты.

Известно, что механический коэффициент полезного действия равен

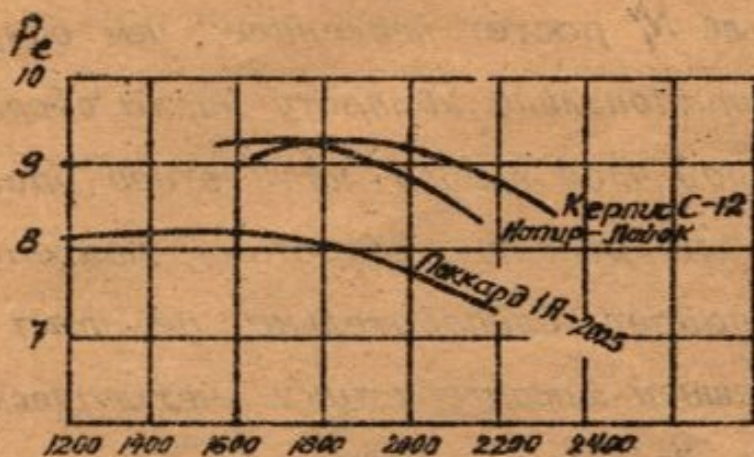
$$\eta_m = 1 - \frac{N_z}{N_i}$$

В этой формуле N_i растет медленнее, чем обороты, а N_2 растет пропорционально квадрату числа оборотов. Другими словами, второй член правой части этого уравнения все время значительно растет с оборотами; поэтому очевидно, что η_{ip} все время падает. Следовательно, не может быть такого участка кривой внешней характеристики механического коэффициента полезного действия, где механический к.п.д. растет при увеличении оборотов; с ростом оборотов он только падает. На фиг. 64 показаны внешние характеристики механического коэффициента полезного действия и зависимости от оборотов для различных машин.



Фиг. 64

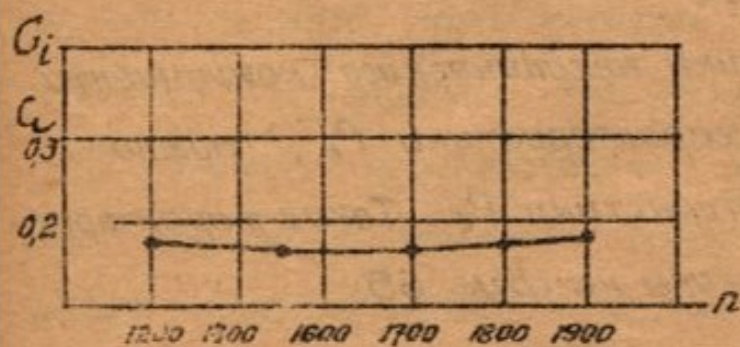
Имея внешние характеристики механического коэффициента полезного действия и внешние характеристики P_i , можно легко построить внешние характеристики P_e . Такие характеристики для отдельных машин показаны на фиг. 65.



фиг. 65

В заключении рассмотрим характеристику расхода топлива C_i и C_e . Выше мы видели что вместе с оборотами значение η_i растет и по достижении максимума при определенных оборотах начинает резко падать. Причины такого течения характеристики были выяснены раньше.

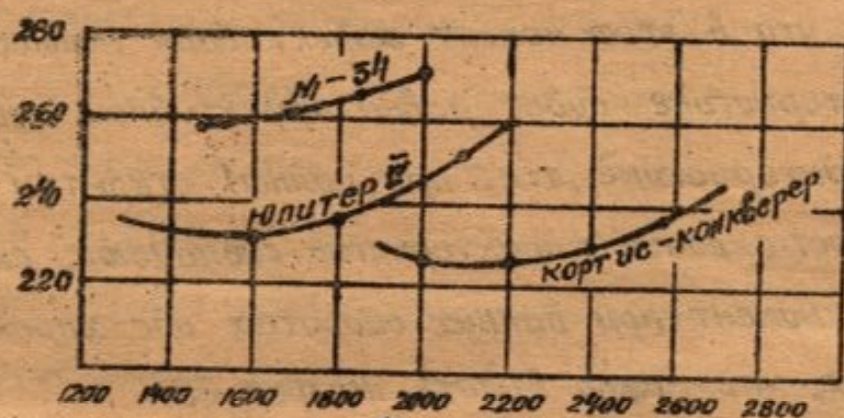
Исходя из такого течения характеристики η_i вполне понятным какие будут характеристики C_i . На фиг. 66 показана более или менее нормальная характеристика C_i . На этой характеристике сначала заметно очень не большое падение расхода C_i , а затем его тоже медленное нарастание, что объясняется течением характеристики η_i . Вобщем C_i меняется с оборотами довольно плавно и незначительно.



фиг. 66

Что же касается внешних характеристик C_e , то на их течение влияет как вид характеристики C_i , так и вид характеристик η_m . Кроме того на C_e очень сильно влияют сами обороты машины,

Из характеристики η_m мы видели, что он падает сначала медленно, а потом (с увеличением оборотов) все резче и резче. Это обстоятельство отражается на течении характеристики C_e , а именно: величина C_e падает сначала медленнее, чем характеристика C_i , но после начала подъема самой характеристики C_i величина C_e начинает расти несравненно быстрее, чем величина C_i . На фиг. 67 показаны характеристики C_e для различных моторов.



Фиг. 67

§ 3. Винтовые или дроссельные характеристики.

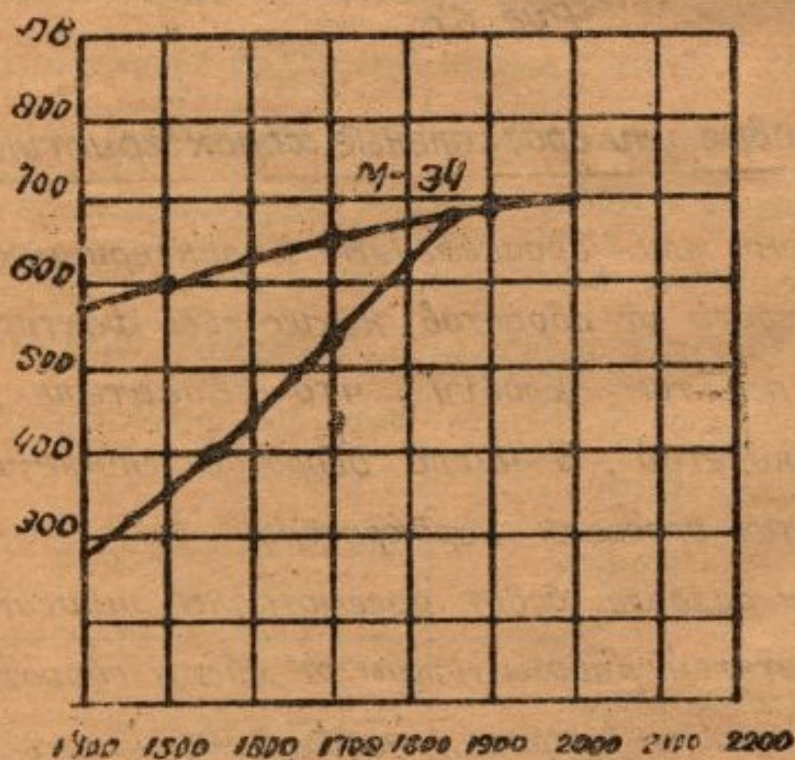
Под винтовыми или дроссельными характеристиками мы понимаем зависимости от оборотов каких-либо факторов в работе двигателя при том условии, что двигатель грузится винтом или муляжом, а число оборотов меняется изменением открытия дросселя карбюратора.

В настоящем разделе будет рассмотрена зависимость некоторых показателей работы машины от числа оборотов. Исходя из самой сущности вопроса, необходимо начать рассмотрение с винтовой характеристики эффективной мощности.

Эффективная мощность отдается целиком на вращение винта.

Как известно, винт изменяет затрачиваемую на него мощность пропорционально кубу оборотов. Точно также, конечно, будет изменяться с оборотами и эффективная мощность, отдаваемая на вращение винта, т. е. характеристик эффективной мощности является кубическая парабола. Вместе с увеличением открытия дросселя эффективная мощность растет по кубической параболе и достигает своего максимального значения при полном открытии дросселя.

Очевидно, что в этот момент эффективная мощность по винтовой характеристике будет равна эффективной мощности по внешней характеристике, т. е. при полном открытии дросселя, обороты и мощности обеих характеристик совпадают; следовательно, в этот момент при данных оборотах обе характеристики пересекаются, что можно видеть на фиг. 68.



Фиг. 68

Данная машина может иметь только одну определенную внешнюю характеристику, но в то же время она может иметь бесконечное количество винтовых характеристик, в зависимости от винта. Максимальная мощность всех винтовых характеристик (согласно предыдущему) будет в точке пересечения этих винтовых

мальной мощности винтовых характеристик. Это значит, что внешняя характеристика определяет собой максимальные возможности, какие может дать данная машина в смысле ее мощности и оборотов. Внутри же этих возможностей может быть бесконечное количество разных оборотов и мощностей которые могут быть реализованы при помощи отдельных комбинаций мотора и винта, т.е. винто-моторной группы.

Исходя из винтовой характеристики эффективной мощности можно легко построить винтовые характеристики P_e . Всякая эффективная мощность пропорциональна произведению P_e на обороты. Отсюда следует, что характеристика эффективного давления P_e будет не что иное как квадратичная парабола.

Теперь необходимо перейти к характеристике механических потерь, т.к. только после анализа механических потерь и их характеристик можно перейти к винтовым характеристикам индикаторной мощности и P_i . В связи с этим рассмотрим винтовые характеристики отдельныхлагающих механических потерь. Начнем с механических потерь в подшипниках.

Число оборотов машины при работе ее с винтом увеличивается вследствие увеличения открытия дросселя, т.е. вследствие раздросселирования машины. Естественно, что при таком раздросселировании изменяется среднее индикаторное давление. Как мы увидим в дальнейшем, индикаторное давление растет пропорционально числу оборотов в степени 1,5 - 1,8.

При анализе зависимости работы трения от давления было установлено / это подтверждается гидродинамической теорией смазки /, что работа трения подшипника при неизменной вязкости масла меняется в зависимости от давления в степени 0,5-0,6.

При учете же нагрева смазки и при увеличении нагрузки указанный показатель степени упадет до 0,4 и даже ниже.

В подшипнике давление состоит из суммы давлений газов (R) и давления сил инерции.

Ввиду этого изменения работы трения подшипников и поршней при изменении оборотов и при винтовой нагрузке довольно сложное, поскольку вместе с оборотами меняется давление газов в цилиндре.

Известно, что работа трения подшипников поршней без колец выражается общей формулой $N_2 = a\pi + b r_i^m \pi + c R_i^n$.

Как уже сказано R_i меняется с оборотами по закону $R_i = k \cdot n^{1,5-1,8}$. В то же время R_i меняется в квадрате оборотов а показатели m и k могут быть приравнены единице.

Таким образом первый член приведенного выше выражения для N_2 пропорционален первой степени от " n " второй - степени 1,5-1,8 и третий пропорционален кубу оборотов. В среднем зависимость N_2 от " n " будет выражена какой то средней степенью от " n ". Какое значение этой степени? Для ответа на этот вопрос нет достаточного количества и достаточного качественных экспериментов.

По опытам Ульмана (ЯТ.Э 1940 № 7) в среднем эта степень не выше 1,3. По незаконченным опытам автора эта степень равна 1,9-2,1, в среднем 2.

Это значит, что можно построить такую параболу (видя $N_2 = a\pi^n$) со степенью 2 которая "в среднем" может собою заменить кривую построенную по закону $N_2 = a\pi + b r_i^m \pi + c R_i^n$.

В последней формуле соотношения коэффициентов a , b и c таковы, что N_2 мало если не сказать ничтожно зависима от r_i ; это особенно ярко следует из работ Ульмана.

Работа трения поршневых колец должна зависеть от величины давления в цилиндре. Причина этой зависимости заключается

в том, что газ проходит через зазоры в поршневых пазах за кольцо и распирает последнее. Как известно в результате такого давления газов цилиндры срабатываются больше вверху конусом обращенным к низу. К сожалению, до сих пор нет опытов по определению зависимости работы трения колец от изменения давления.

Работа трения колец изменяется пропорционально числу оборотов в степени большей чем единица, по этому работа трения поршня с кольцами меняется приблизительно пропорционально оборотам в степени 2-2,3.

Теперь о насосных потерях. Вместе с увеличением числа оборотов открытие дросселя увеличивается; следовательно, сопротивление движения смеси уменьшается, и вакуум в машине также уменьшается. Из этого следует, что сопротивление всасывания с увеличением оборотов уменьшается.

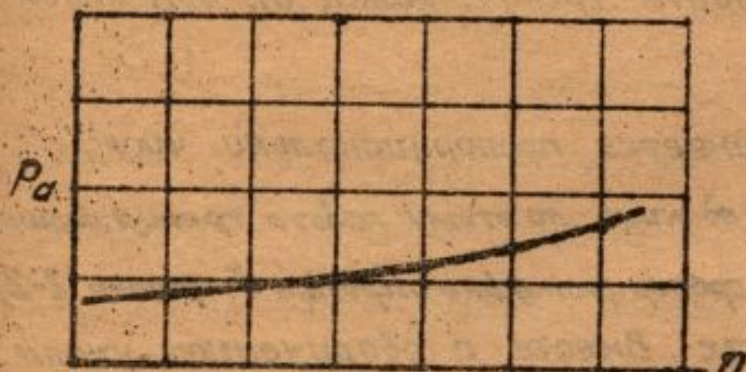
Мы знаем, что коэффициент наполнения машины изменяется пропорционально P_i , если принять отношение $\frac{Z_i}{\alpha}$ постоянным; последнее условие для целей данного анализа вполне допустимо; с другой стороны P_i при винтовой характеристике, как уже известно, изменяется в среднем по кривой с показателем 1,5 - 1,8. Следовательно, коэффициент наполнения при винтовой характеристике изменяется вместе с числом оборотов тоже примерно по кривой с показателем 1,5 - 1,8.

Пользуясь какой-либо из формул коэффициента наполнения, вполне возможно определить изменения давления P_0 вместе с оборотами машины. Такой анализ и эксперимент подтверждают, что P_0 изменяется от числа оборотов при винтовой характеристике по формуле вида / см. фиг. 69 /:

$$P_0 = a + b n^k; \quad \text{где } k = 1,5 \div 1,8 \quad \dots\dots / 64 /$$

и действительно, как известно

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon \frac{P_a}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}$$



Фиг. 69

Ввиду затормаживания всасывания / и, следовательно, неполного засасывания смеси / величину $\frac{P_2}{P_0}$ можно считать близкой к единице. То же самое, ввиду значительной величины вакуума

и следовательно, малых нагрузок во время затормаживания перепадение температуры ΔT будет мало по сравнению с T_0 .

Тогда можно написать:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon \frac{P_a}{P_0} - 1 \right] \dots \dots \dots / 65 /$$

Но при изменении P_2 пропорционально оборотам в степени 1.5 - 1.8 η_v , согласно ранее изложенному, должно меняться тоже пропорционально $\eta^{1.5} \div \eta^{1.8}$.

В таком случае имеем:

$$K \eta^{1.8} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon \frac{P_a}{P_0} - 1 \right] \dots \dots \dots / 66 /$$

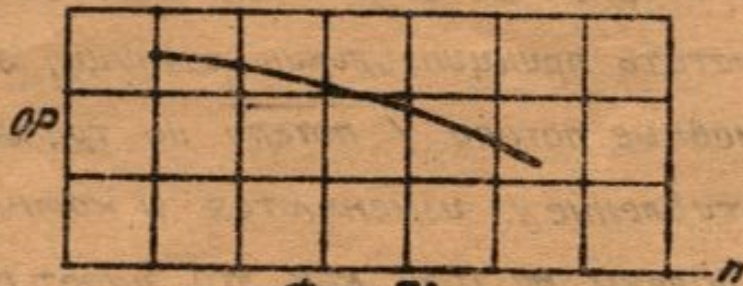
или $K \eta^{1.8} = P_a - \frac{P_0}{\varepsilon}$ или $P_a = \frac{P_0}{\varepsilon} + K \eta^{1.8} \dots \dots \dots / 67 /$

Здесь „K“ есть произведение величины $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} P_0$ на какой то постоянный множитель „K“.

Из уравнения 67 легко получается уравнение 64.

В таком случае величина вакуума будет изменяться вместе с оборотами по формуле вида.

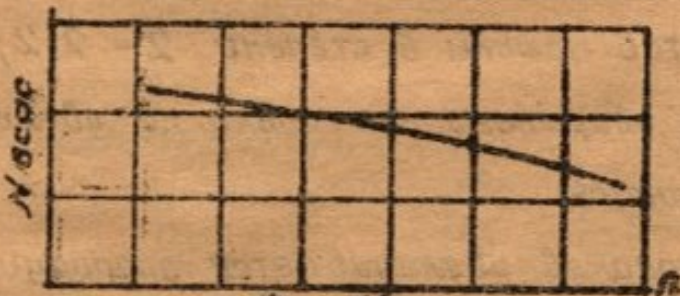
$$\Delta P = \sigma - \sigma n^{1.5} \quad / \text{см. фиг. 70} / \quad \dots \dots \dots / 68 /$$



Фиг. 70

Отсюда следует, что мощность, затрачиваемая на сопротивление всасывания, будет изменяться вместе с оборотами по формуле вида

$$N_{всас.} = \sigma n - \sigma n^{2.5} \quad / \text{см. фиг. 71} / \quad \dots \dots \dots / 69 /$$



Фиг. 71

Что касается сопротивления выхлопа, то оно вместе с увеличением числа оборотов будет возрастать вследствие увеличения давления P_2 .

Спидометры показывают, что сопротивление выхлопа будет расти вместе с оборотами в степени, близкой к 1,5 т.е. приблизительно так же, как изменяется индикаторное давление, а потери на выхлоп $[N_{выхл.}]$ будут изменяться с оборотами в степени 2,5.

Другие механические сопротивления (как механическое сопротивление привода в движение водяного насоса, масляного насоса и передачи к клапанам) будут меняться для винтовой нагрузки приблизительно так же, как и для тормозной нагрузки. Следовательно, их винтовые характеристики будут

такие же, как и внешние характеристики.

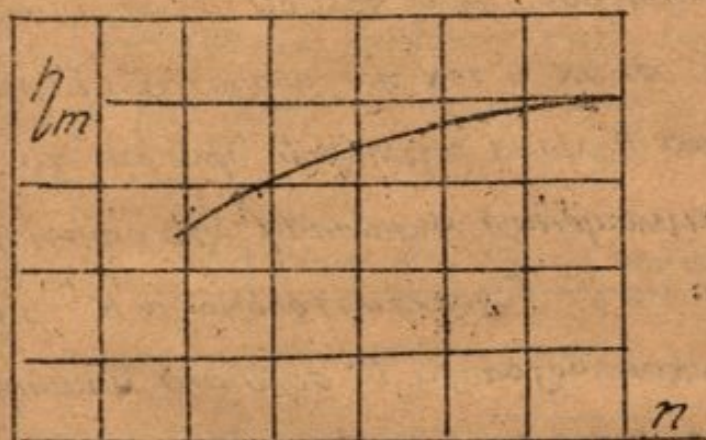
Если сравнить итог отдельных механических потерь при винтовой нагрузке с таким же итогом для внешней характеристики, то надо отметить принципиальную разницу, заключающуюся в том, что основные потери γ потери на трение поршня и насосное сопротивление γ изменяются и количественно и качественно далеко не так, как это имеет место при тормозной нагрузке. Там мы видели, что по внешней характеристике работа трения поршня вместе с кольцами неменяется пропорционально росту оборотов, а степени 1,2 — 1,3, а насосные потери пропорционально оборотам в степени, близкой к 3. При винтовой же нагрузке, как мы только что видели, работа трения поршня вместе с кольцами изменяется близко пропорционально числу оборотов машины в степени 2 — 2,2; насосные же потери вместе с оборотами не только не увеличиваются, а наоборот уменьшаются.

Потери на трение подшипников увеличивается пропорционально оборотам в степени 2,2 — 2,8, потери на насосы и передачи к распределению — изменяются с оборотами близко к тому, как при внешней характеристике. В результате, если учесть относительные значения отдельных составляющих механических потерь, получим, что общая сумма мощности, затрачиваемой на различные потери, при винтовой нагрузке изменяется близко оборотам в степени 2, т. е. так же, как и при тормозной нагрузке.

Но так как индикаторная мощность растет при винтовой нагрузке приблизительно в степени 2,5 — 2,8, а механические потери только в степени 2, то отсюда следует, что при

винтовой нагрузке механический коэффициент полезного действия растет. Опыты показывают, что этот рост пропорционален числу оборотов приблизительно в степени от 0,2 до 0,5.

Таким образом зависимость η_m от оборотов будет вида $\eta_m = K n^{0,2-0,5}$ или $\eta_m = 1 - \frac{m}{n^{0,5}}$ формулы эти дают подобные друг другу изменения η_m от n , показанные на фиг. 72.



Фиг. 72

На фиг. 72 показан рост механического коэффициента полезного действия вместе с оборотами. Такой закон изменения предопределяет изменение P пропорционально оборотам в степени 1,5 - 1,8, в среднем 1,7.

Действительно

$$P_i = \frac{P}{\eta_m} = \frac{K n^2}{m n^{0,2}} = \frac{K}{m} n^{1,8} \dots \dots (70)$$

$$\text{или } P_i = \frac{K}{m} n^{1,5} \quad \text{при } \eta_m = K n^{0,2}$$

$$\text{при } \eta_m = K n^{0,5}$$

Здесь K и m коэффициенты.

В заключение раздела характеристик надо подчеркнуть, что данные в этом разделе функциональные зависимости и формулы для отдельных факторов в большинстве ни в коем случае не могут быть рассматриваемы как точные формулы и зависимости для всех и всяких машин и они должны быть рассматриваемы скорее как формулы, дающие тенденцию и приближенные зависимости, но все же со значительной степенью точности.

В этом разделе дается анализ зависимости друг от друга двух отдельных факторов: работы и конструкции машин.

Зависимость коэффициента наполнения
от размеров машины

Эта зависимость яснее всего видна при сравнении двух машин - малых и больших размеров, при полной пропорциональности этих размеров и при одних и тех же оборотах. Если размер одной машины в K раз больше размеров другой, то естественно, из условия размещения клапанов, что сечения клапанов в большей машине могут возрасти только в K^2 раз. Объем засасанной смеси должен возрасти в большей машине в K^3 раз. Отсюда очевидно, что скорость прохода смеси во всасывающий клапан возрастет в K раз, т. е. пропорционально увеличению размеров машины. Вполне естественно, что при увеличении размеров машины и при отсутствии полной пропорциональности размеров обеих машин увеличение скорости смеси в клапанах будут иными. Например, у машины с коротким ходом увеличение скорости смеси будет меньшим. Но все же при увеличении размерности машины обязательно будет существовать тенденция к увеличению скорости смеси в клапанах. Это увеличение скорости в клапанах вызовет другую тенденцию при увеличении размерности машины, а именно тенденцию к уменьшению коэффициента наполнения вместе с увеличением размеров машины.

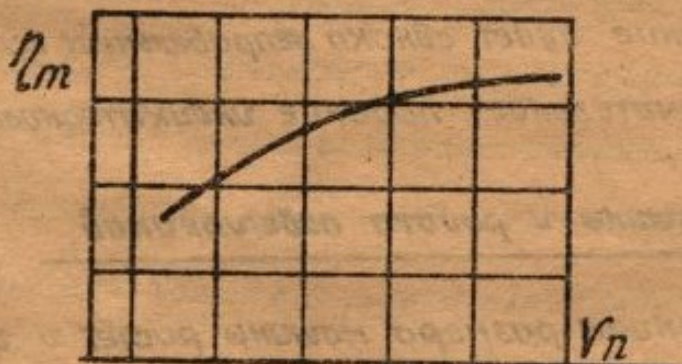
Отчасти это обстоятельство вызывает тот всем известный

факт, что вместе с увеличением размерности машины падает ее литровая мощность. Как известно, отчасти с увеличением размеров машины литровая мощность падает еще и потому, что мы с увеличением размерности машины уменьшаем обороты, но даже и при сохранении оборотов литровая мощность при увеличении размеров будет падать, вследствие уменьшения коэффициента наполнения.

Уменьшение коэффициента наполнения вместе с размерами машины вызовет, конечно, падение P_i и P_e .

Размеры машины и механические потери.

Всем известен тот факт, что при прочих равных условиях вместе с увеличением размеров машины механический коэффициент полезного действия растет. Такой рост η_m в зависимости от размеров показан на фиг. 73.



Фиг. 73

Объяснение этого факта заключается в следующем. Сравним две машины / большую и малую/, имеющие полную пропорциональность размеров, при прочих равных условиях, (давление, обороты, температура и т.д.) Вследствие пропорциональности размеров удельное давление на подшипник сохраняется неизменным, а скорость вращения

шейку в подшипнике увеличивается пропорционально увеличению линейных размеров машины.

Очевидно, что благодаря пропорциональности размеров относительная работа трения подшипников сохраняется неизменной. То же самое будет и с насосными потерями, а также потерями на трения поршня.

Поэтому, при сохранении пропорциональности размеров машины, доля механических потерь возрастет в кубе увеличения размеров поскольку же общая мощность возрастает также в кубе размеров, то механический коэффициент полезного действия не изменится. Если же теперь у машины, имеющей большие размеры, уменьшить число оборотов, то при всех равных условиях, относительные величины механических потерь, уменьшатся, так как мощность упадет пропорционально оборотам, а механические потери — квадрату оборотов. Отсюда, известный рост механического коэффициента полезного действия вместе с ростом размера машины. Такое заключение будет однако неправильным если увеличение размеров вызывает значительное падение индикаторного давления.

Размеры машины и работа подшипников.

Вместе с увеличением размера машины растет и цифра K^v , что видно из следующих соображений. При полном сохранении пропорциональности размеров большой и малой машины удельное давление на шейку в большой машине не изменится по сравнению с меньшей машиной, но скорость вращения шейки, как мы видели, увеличится пропорционально увеличению линейных размеров машины. Следовательно, K^v возрастет пропорционально линейному увеличению размеров машины. Отсюда — известный факт,

что большие машины имеют более тяжелую работу подшипников, чем малые. Затруднительность работы подшипника при больших размерах машины происходит еще потому, что вместе с увеличением размеров машины увеличивается работа трения, но в то же время ухудшается отвод тепла из подшипников, так как работа трения будет расти пропорционально кубу линейного увеличения размеров шейки, а площадь отдающая тепло будет расти в квадрате линейного увеличения размеров машины. Точнее, как мы увидим в разделе смазки, согласно гидродинамической теории, количество развивающегося при увеличении размеров тепла будет расти пропорционально увеличению размера в степени 3,5.

Размеры машины и η_i

η_i с увеличением размеров машины увеличивается. Объяснение заключается в следующем. Если не принимать во внимание явление детонации, то вместе с увеличением размеров машины все благоприятствует улучшению теплового процесса в машине, а именно: уменьшение оборотов благоприятствует правильному развитию горения, уменьшение теплоотдачи в воду с увеличением размеров машин, как мы видели раньше, также этому благоприятствует, увеличение скорости в клапанах помогает горению. В результате вместе с размерами машины неизбежно должно расти η_i , а следовательно, падать ζ_i , тем более должно падать вместе с оборотами ζ_e , так как вместе с увеличением размеров машины растет механический коэффициент полезного действия, рост которого в свою очередь уменьшает расход ζ_e .

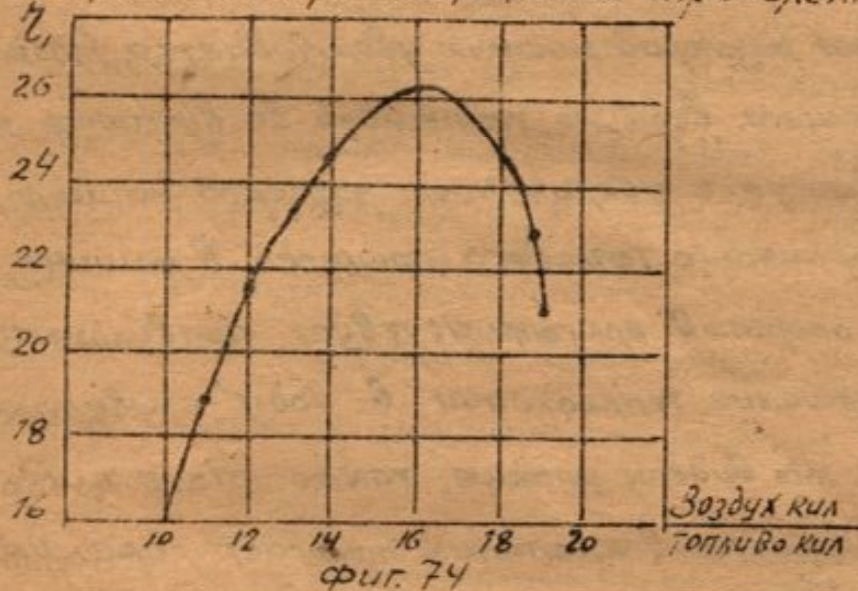
η_i и соотношение размеров цилиндра

η_i , а следовательно расход топлива, также зависит от

соотношения размеров цилиндра - например, от отношения хода к диаметру. Вместе с увеличением отношения хода поршня к диаметру растет η_i и падает расход $|C_i$ и $C_e|$ топлива. Причина заключается, главным образом в том, что вместе с увеличением размеров диаметра, уменьшается растянутость камеры горения, а также улучшается охлаждение. То и другое уменьшает детонацию. Кроме того с уменьшением диаметра цилиндра улучшается перемешивание смеси.

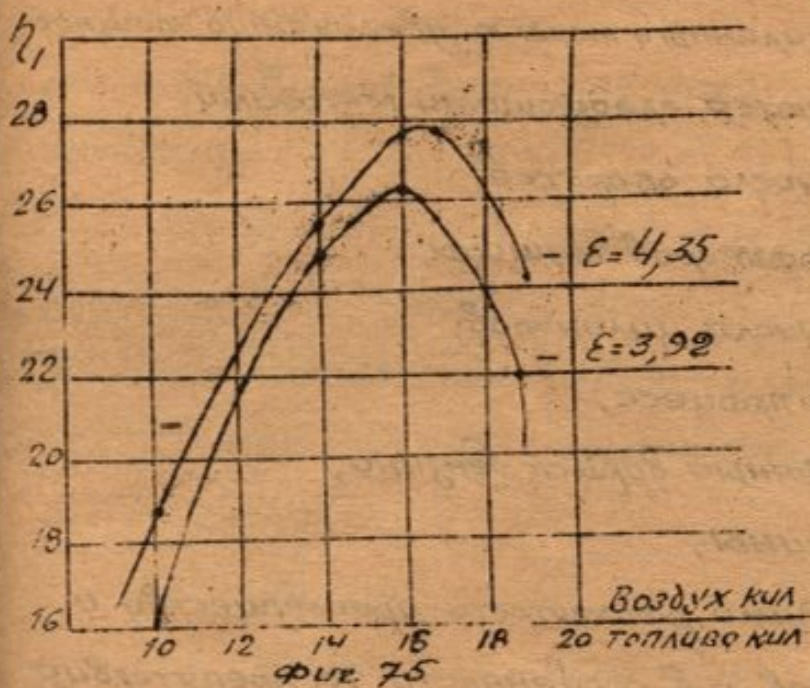
Индикаторный к.п.д и состав смеси

На фиг. 74 показана зависимость изменений η_i от состава смеси. Как видим η_i с увеличением α сначала медленно растет, и затем при достижении определенной максимальной величины



ны с дальнейшим увеличением α - резко падает. Наилучшее значение получается при α порядка 1,1 - 1,15. Это - есть так называемая экономическая смесь, о которой было сказано раньше.

Быстрое падение η_i после наступления максимума, несмотря на дальнейшее увеличение запаса воздуха, объясняется исключительно замедленным горением при большом α . На фиг. 75 показана кривая, объясняющая совместное влияние на η_i степени сжатия и состава смеси. Из кривой видно, что вместе с уменьшением степени сжатия максимум η_i передвигается в сторону более богатых смесей, в то же время этот максимум уменьшается.



И.К.П.Д. и степень сжатия

Этим отчасти объясняется указанное раньше требование, что при дросселировании машин, следовательно, при меньшей степени сжатия, необходимо работать на богатых смесях.

Из теории известно, что η_i зависит от степени сжатия по формуле:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^n} \dots \dots \dots | 71 |$$

В действительности η_i вместе со степенью сжатия растет быстрее, чем согласно указанной формуле. Объяснение заключается в том, что указанная формула учитывает только влияние сжатия как такового, исходя из чисто термодинамического ее значения. Но, как нами было указано раньше, вместе с увеличением степени сжатия появляется ряд новых факторов, благоприятно влияющих на весь процесс горения (уменьшение размеров камеры горения, увеличение самого давления, улучшение скорости реакции горения вместе с температурой и т.д. и т.д.). Все эти факторы со своей стороны увеличивают эффективность роста степени сжатия.

Глава IV. Методы увеличения мощности авиационных моторов

В настоящее время конструкторами авиационных моторов

Во всем мире принимаются усиленные меры к увеличению мощности моторов. При этом пользуются следующими методами:

- 1) увеличение числа оборотов;
- 2) увеличение размеров машины;
- 3) увеличение числа цилиндров,
- 4) двухтактный процесс;
- 5) непосредственный впрыск бензина;
- 6) наддув машины;

В этом разделе необходимо рассмотреть преимущества и недостатки отдельных методов и в особенности те препятствия которые стоят на пути каждого из них.

§ 1. Увеличение числа оборотов

В настоящее время везде имеется определенная тенденция к увеличению числа оборотов. Еще недавно авиационные моторы не имели 1700-1000 об/мин, а в настоящее время мы уже имеем примеры таких машин, как Фарман 124MRS - 4000 оборотов. Повдхой - 3500 оборотов и т.д. На последних Парижских выставках главной особенностью выставленных моторов была именно большие числа оборотов.

В этом отношении авиационные моторы еще далеко отстают от автомобильных, у которых число оборотов давно уже достигло цифр порядка 3-4-5 и даже 7 тысяч в минуту.

Каковы плюсы увеличения числа оборотов?

Они заключаются в следующем:

- 1) уменьшается размерность машины, а следовательно, тем самым и уменьшается явления детонации.
- 2) самый факт увеличения числа оборотов, сокращая время процесса сжатия, как известно, уменьшает образование пе-

роксилов в машине и, следовательно, уменьшает и явления детонации;

3) улучшается охлаждение машины, что играет особенно большую роль при машинах с воздушным охлаждением; улучшение охлаждения влечет за собой также и уменьшение детонации;

4) уменьшаются габариты машины и вес, как общий, так и относительный.

5) уменьшается лоб машины;

6) уменьшается потеря тепла на охлаждение, что доказывалось в разделе характеристик;

7) благодаря предыдущему уменьшается вес и лобовая поверхность, а следовательно, и лобовое сопротивление радиатора;

8) увеличивается степень сжатия, а следовательно, и экономичность;

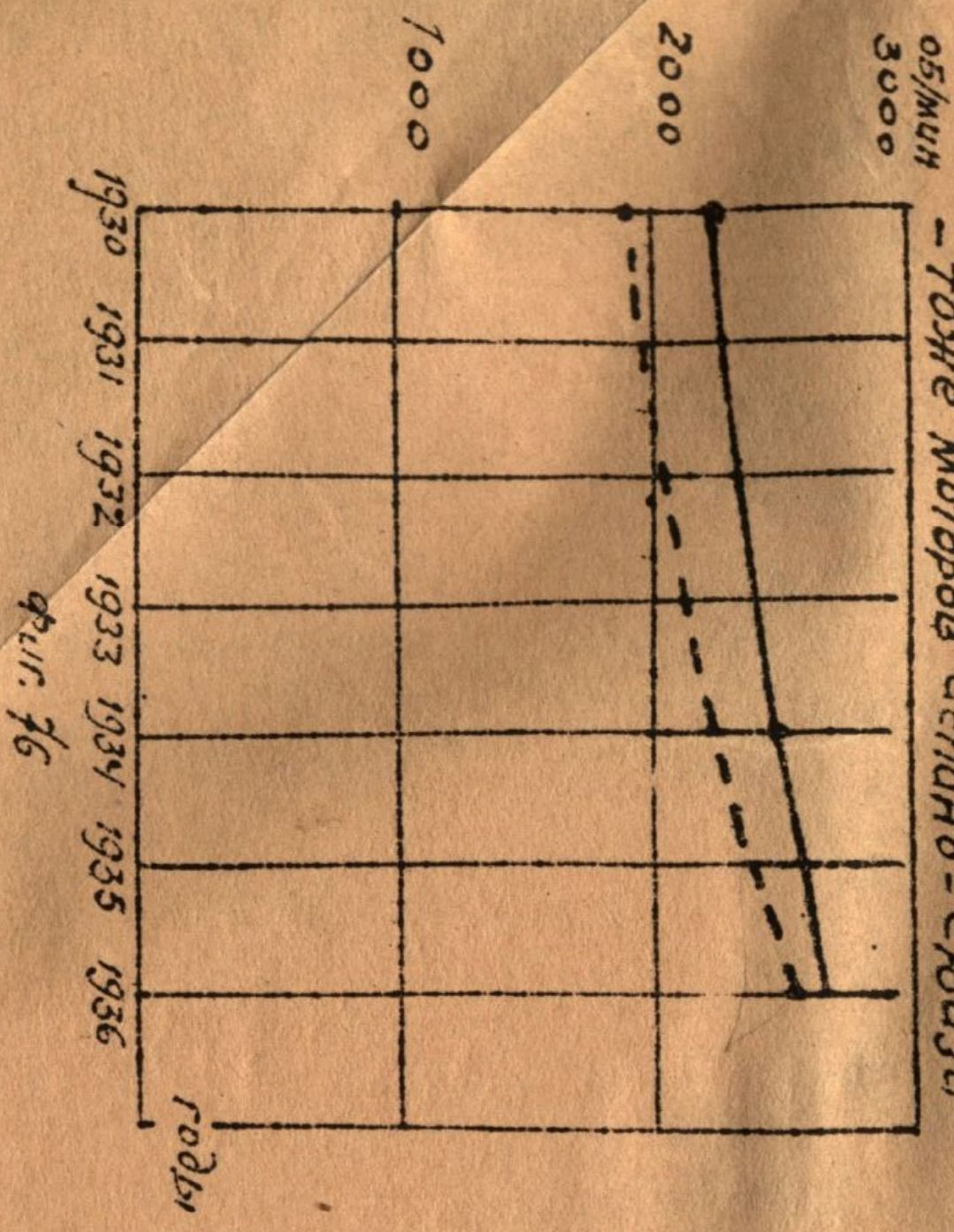
9) обеспечивается возможность получить большую мощность двигателя не создавая нового двигателя и пользуясь тем самым все оборудование завода.

Все указанные преимущества являются принципиально существенными преимуществами, благодаря которым машина во всех отношениях значительно рационализируется при увеличении числа оборотов и поэтому в увеличении числа оборотов надо идти как можно дальше, поскольку это позволяют другие соображения и различного рода препятствия. В таком направлении давно уже пошло автомобилестроение. На фиг. 46 показаны кривые увеличения оборотов моторов Сим-Рои и Испано-Сюиза.

Препятствием к увеличению числа оборотов в настоящее время является следующее:

... Изменение числа оборотов
Мотором Гном-Рол по годам

- Также моторов Цепано - Сюзэ



Фил. 76

1. увеличение величины KV в подшипниках и, следовательно, увеличение затрудненности работы подшипников; при прочих равных условиях величина KV будет расти пропорционально числу оборотов машины вместе с величиной KV будет расти нагрев подшипника.

2. Увеличение скорости в клапанах, эта скорость растёт также пропорционально увеличению числа оборотов, тем самым уменьшается коэффициент наполнения.

3. увеличение скорости поршня,

4. ухудшение динамики машин в целом и в особенности динамики клапанов и всего механизма передачи к ним.

Нужно сказать, что эти затруднения являются не принципиальными не столь серьезными, что бы они могли служить действительно большим препятствием для увеличения оборотов при средних и малых размерах машины. В самом деле, для возможности увеличения величины KV у нас имеется довольно сильное средство — это переход на подшипники качения и подшипники с заливкой из свинцовой бронзы, которая допускает переходы на KV порядка 1500 и выше. Что касается скорости в клапанах, то мы также имеем решающее средство — это наддув машины. Скорость поршня в последнее время также не может служить большим препятствием, так как уже переходят на скорости порядка 14-15-16 м/сек. что стало возможным благодаря значительному улучшению антифрикционных качеств алюминиевых сплавов.

Но почти все указанные затруднения являются препятствиями и становятся уже серьезными при увеличении размеров машины. Дело в том, что при больших размерах машины даже при сравнительно небольших оборотах (порядка 1700-2000) полу-

чается очень большая скорость поршня, а также большая величина KV и скорости в клапанах, а поэтому дальнейшее увеличение числа оборотов уже может быть затруднено.

Вполне понятно поэтому, что значительный скачок в оборотах в последнее время мы наблюдаем в машинах малой и средней размерности.

Сейчас наблюдается во всем мире одно и то же явление.

Наиболее передовыми машинами оказались машины средних размерностей, с диаметром от 125 до 150 мм. Такие машины дали возможность их форсировать по оборотам и получить из них действительно совершенные двигатели. Очень важно поэтому для перспективности вновь проектируемой машины выбрать такие ее основные размеры, такой литраж, который при данном состоянии теории и производства авиадвигателей допускал бы дальнейшую форсировку по оборотам и наддуву. Это значит уметь выбрать литраж. Правильнее надо было бы сказать, что в настоящее время имеется решительная тенденция не к увеличению абсолютного числа оборотов как такового, а к увеличению относительной быстроходности, понимая под этим переход к очень большим скоростям поршня, величине KV и скоростям в клапанах для машин всяких размеров.

Особенно остро чувствуется необходимость увеличения числа оборотов в машинах с воздушным охлаждением (и в частности в звездах) по двум причинам: 1) уменьшению относительного l/b и 2) улучшению охлаждения.

Но зато в звездообразных машинах есть серьезное препятствие, стоящее на этом пути в виде большой величины KV по сравнению с KV рядных машин. Вообще надо подтвердить, что увеличение числа оборотов, несмотря на указанные препятствия,

будет упорно продвигаться дальше вместе с улучшением качества материалов, качества производства и качества моторов. Пока же надо прямо сказать, что метод увеличения мощности увеличением оборотов оказался практически самым удобным, эффективным и дешевым методом дальнейшей рационализации и модернизации авиадвигателей.

§ 2. Увеличение размеров машины.

С увеличением размеров машины дело обстоит гораздо хуже, чем с увеличением числа оборотов. Нужно сказать, что даже за последнее десятилетие в смысле увеличения размеров машины, авиомоторостроение не подвинулось вперед. Скорее надо констатировать, что увеличилось число машин больших размеров, а максимальный размер машин за последние 10—15 лет не изменился совершенно. Размер 150—160 мм является за эти годы все время максимальным, и дальнейшее увеличение размеров не имеет места. Каковы причины этого?

1. Первая и главнейшая причина — это увеличение детонации при работе машины и отсюда последствия, которыми она сопровождается, а именно: ухудшение экономичности, увеличение теплового и механического напряжения и т.д. Необходимо отметить, что именно это препятствие (с увеличением детонации), а не какое-либо иное, главным образом стоит на пути увеличения размеров машины. Но кроме того имеются и другие причины, а именно:

2. Вместе с размерами машины, как мы видели, пропорционально увеличению линейных размеров растет также величина KV и уменьшается теплоотдача из подшипников.

3. Ухудшение теплопередачи в машине которая сообразно

обуславливается уменьшением отношения площади охлаждения к объему цилиндра, при увеличении размерности машины, Отсюда рост температуры вообще в деталях машины и в особенности температуры выхлопных клапанов, поршня, и в меньшей степени — головки цилиндра.

4. увеличение (как вывели раньше) скорости в клапанах пропорционально увеличению линейных размеров машины, что влечет за собой ухудшение коэффициента наполнения,

5. необходимость уменьшения числа оборотов с увеличением размеров машины.

6. трудность и пожалуй даже невозможность строить машины большого размера воздушного охлаждения.

7. трудность форсировки двигателя больших размеров по оборотам и недугу. Причина этого опять таки лежит в большой склонности к детонации машины больших размеров. Отсюда получается бесперспективность машины слишком большого литража.

8. в результате четвертого и пятого препятствий возникает новое препятствие к увеличению размеров машины — это уменьшение литровой мощности, которая падает вследствие уменьшению P_i , в результате уменьшения коэффициента наполнения и благодаря уменьшению оборотов машины. В результате получается, что мы с увеличением размеров машины все меньше используем литраж машины, т. е. полностью не используем самого факта увеличения размеров машины. Это препятствие является также принципиальным и серьезным, резко уменьшающим ценность уве-

личения размеров машины.

Все указанные препятствия, кроме увеличения K^* и скорости в клапанах является серьезными и принципиальными.

Серьезностью этих препятствий и объясняется отсутствие всяких успехов, в увеличении размеров машины.

Этим отчасти объясняется то, что конструкторы пошли по другим путям для увеличения мощности машины, как-то: увеличение числа оборотов и числа цилиндров машины.

Рассмотрим положительные стороны метода увеличения мощности размерами, в основном сводящиеся к следующему:

1. Вместе с размерами растет экономичность, падает C_i и C_e .
2. Вместе с размерами уменьшается теплоср. сбача в воду, а также относительные размеры и лоб радиатора.
3. Увеличивается механический к.п.д.

Все же надо с большей уверенностью отметить, что под машинами больших размеров работать следует и очень энергично.

Очень большие мощности будут требоваться в самое ближайшее время. Трудно даже преодолеть тот рост мощностей, которого потребует жизнь. Конечно, метод увеличения мощности размерами будет идти в последнюю, так сказать, очередь — после возможно полного использования более легких и эффективных методов (увеличение оборотов, увеличение числа цилиндров и т.д.) но все же наша моторная техника мимо него не пройдет. Вернее всего

возможность легкого перехода на большие размеры осуществится двигателем дизеля, поскольку он не боится в такой мере больших размеров, как карбюраторные двигатели, и двигатели с непосредственным впрыском.

Проведенные опыты под руководством автора, с определенностью подтверждают это утверждение.

§ 3. Увеличение числа цилиндров машины.

К увеличению числа цилиндров для увеличения мощности стали прибегать давно, во всяком случае раньше, чем к увеличению оборотов машины. Появление машин типа V, W, которые работают, как известно, уже давно, объясняется именно стремлением увеличить мощность увеличением числа цилиндров.

В последнее время с этой целью были попытки перейти в рядных машинах к так называемому типу „X“. В звездах сейчас имеется тенденция к переходу на тип многогородных звезд. Надо оценить этот метод и выявить, какие препятствия имеются в отношении его.

Плюсы этого метода следующие:

1. Уменьшение размеров цилиндра, следовательно лучшее охлаждение.
2. Уменьшение детонации, вследствие лучшего охлаждения и вследствие самого факта уменьшения размеров.
3. Возможность повысить обороты и следовательно, получить все преимущества, связанные с большими оборотами указанные выше, при рассмотрении метода увеличения мощности оборотами.
4. Повышению степени сжатия благодаря указанным выше преимуществам.

5. Возможность организации производства семейства двигателей с большим диапазоном мощностей, на базе одного и того же основного оборудования.

6. Возможность проектирования и производства новых машин больших мощностей на базе машин меньших мощностей; с использованием прежнего оборудования завода.

Указанные преимущества весьма ценны.

Поэтому понятно, что сейчас во всем мире идет разработка вопроса увеличения числа цилиндров. Наиболее обещающими решениями вопроса здесь, пожалуй будет решение в виде H -разных машин и многорядной звезды. Оценка отдельных решений данного вопроса будет дана в разделе конструкций. Но вообще говоря, увеличение количества цилиндров влекущее за собой увеличение лобового общагосопротивления не обязательно увеличивает удельное лобовое сопротивление, отнесенное к единице мощности. Все зависит от конкретного конструктивного решения вопроса.

Говоря о методе увеличения мощности количеством цилиндров, надо сказать, что этот метод очень ценный, многообещающий и над ним следует усиленно работать.

Главной отрицательной чертой такой машины с большим числом цилиндров — является усложненность ее и это можно видеть хотя бы из такого примера: в машинах „X“ с шестиколленным валом имеется 96 клапанов и 288 клапанных пружин. Эти числа говорят сами за себя. Уже при переходе на машину

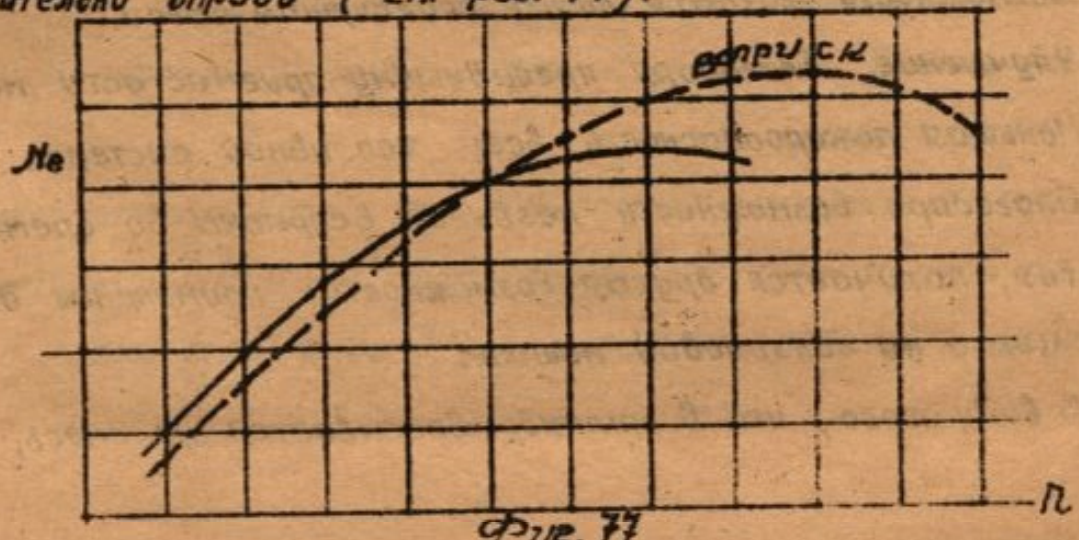
чувствуется усложненность машины при увеличении числа цилиндров. Кроме того, при рядных машинах вместе с переходом K^w и K^x растет лоб машины. Любое сопротивление растет также и при звезде с увеличением рядов, в особенности при переходе с одного ряда на два.

Для четырехтактных машин значительным препятствием является также увеличение K^v вместе с увеличением числа цилиндров, связанных одной и той же кривошипной шейкой. Это касается, например, тяжелых машин X , причина заключается, главным образом, в больших инерционных силах всей суммы движущихся частей, связанных с данной кривошипной шейкой.

§ 4. Непосредственный впрыск.

Непосредственный впрыск топлива в цилиндры машины /не во-всасывающую трубу /может также служить методом увеличения мощности машины; самый факт перехода на непосредственное впрыскивание увеличивает коэффициент наполнения и, следовательно, мощность машины до 13 - 14 %.

Но кроме того при непосредственном впрыске топлива максимальная мощность по внешней характеристике передвигается значительно вправо (см. фиг. 77).



Фиг. 77

То и другое дает возможность форсировать двигатель по оборотам и по крутящему моменту, т. е. значительно поднять литровую мощность. Преимущества непосредственного впрыска топлива в цилиндр следующие:

1. Возможность поздно подать топливо в цилиндр (до 90° перед ВМТ и во время сжатия).
2. Благодаря предыдущему, топливо находится короткое время в цилиндре, а отсюда уменьшение накопления перекисей и, следовательно, уменьшение детонации.
3. Последнее дает возможность повысить степень сжатия до 7,5, без применения антидетонаторов.
4. Перемещение критической мощности на внешней характеристике в сторону больших оборотов.
5. Благодаря всему предыдущему имеет место повышение как литровой, так и общей мощности.
6. Поздняя подача топлива в цилиндр дает возможность работать на более низких сортах топлива.
7. Возможность работать на больших α . Это объясняется тем, что у свечи всегда возможно создать богатую смесь при бедной смеси в целом; причина последнего лежит в возможности сложного распределения топлива.
8. Благодаря всему предыдущему — большая экономичность.
9. Возможность создать любое обогащение смеси.
10. Улучшение, благодаря предыдущему преимуществу машины.
11. Меньшая пожароопасность всей топливной системы.
12. Благодаря возможности позднего впрыска во время сжатия, получается другая возможность: применение двухтактного цикла на бензиновой машине.
13. В виду того, что в цилиндр всасывается не смесь, а

153

воздух, получается возможность длительного одновременного открытия всасывающего и выхлопного клапанов. Это обстоятельство дает возможность длительно проветривать камеру горения от продуктов горения и в то же время хорошо остудить стенки камеры и днишко поршня. Все это вместе позволяет поднять степень сжатия.

14. Благодаря тому, что топливная система герметически закрыта, самолет получает большую возможность фигурных полетов.

Указанные преимущества настолько принципиально важны, что становятся совершенно очевидным, что впрыск в цилиндр является одним из главных факторов дальнейшего развития прогресса автотолкателей.

Опыты, проведенные в ХАУ, говорят о том, что можно снизить расход топлива в машине с наддувом до 25% при одновременном повышении мощности от 5 до 10%.

§ 5. Двухтактный процесс.

Двухтактный процесс обещает большие перспективы в отношении роста литровой мощности и мощности вообще, но для бензиновых машин осуществление двухтактного принципа зависит исключительно от того, удастся ли ввести с хорошими тепловыми эффектами принцип непосредственного впрыска топлива. Если удастся, то в двухтактном процессе открываются большие возможности в отношении роста литровой мощности бензиновых двигателей.

Нужно рассчитывать, что двухтактный процесс может увеличить литровую мощность достаточно легко процентов на 50-60, а может быть и на 80; все зависит от того, как удастся

справиться с качеством продувки при быстросходной машине, если непосредственный брызк топлива себя оправдывает, то для введения двухтактного процесса в однорядных машинах будет только одно более или менее серьезное препятствие - это качество продувки. Но, как показывает опыт с двухтактным дизелем (например, машина "Юнкерс" и опыты в ХИУ), это препятствие является не столь серьезным, чтобы с ним можно было особенно считаться.

Опыты, проведенные под руководством автора, говорят о том, что до очень больших размеров цилиндра и до очень больших оборотов, осуществить высококачественную продувку вполне возможно. Эти опыты убедили, что при произведении диаметра цилиндра (в миллиметрах) на число оборотов, равном 30000, можно осуществить хорошую продувку.

Достаточно упорная работа соответствующих исследовательских организаций должна в полной мере разрешить вопрос продувки для двухтактных быстросходных машин. Нужно думать, что в авиационном деле (так же как и в судовом) двухтактные машины постепенно, из года в год, будут вытеснять четырехтактные и в особенности при больших мощностях. Во всяком случае, эксперименты говорят, что получение литровой мощности порядка 60-75 не будет большим затруднением для двухтактной машины, а это уже большой скачок вперед. В особенности большая будущность ожидает двухтактный двигатель дизеля.

Опыты, проведенные в ХИУ, говорят о том, что в двухтактном двигателе (размер диаметра 150-200 с числом оборотов 1500-1800) не трудно получить P_e равным 10, в это эквивалент для четырехтактной машины одинаковой мощности P_e равному 20.

Эти цифры убедительно говорят о том, насколько ценна задача работы над двухтактным двигателем. Такие цифры P_e кроме того получаются при малых расходах топлива.

§ 6. Наддув машины.

Наддув машины в авиационном деле применялся и применяется главным образом, не для увеличения мощности машины, а для сохранения мощности на высоте. Но все же наддув надо считать методом увеличения мощности хотя бы на высоте. Принцип наддува заключается в настоящее время в том, что машина не всасывает смесь, а последняя под некоторым давлением нагнетается соответствующим компрессором в машину. Есть случаи в авиационном моторостроении, когда наддув применяется и как метод увеличения мощности на земле (например, в гоночных машинах). Если наддув применяется для увеличения мощности машины, то давление, до которого сжимается воздух, может достигать до весьма больших размеров. Так, например, в гоночной машине "Rollis-Royce" H-10 давление воздуха доходило до двух атмосфер. Машины же, в которых наддув используется как метод сохранения мощности на высоте, имеют давление наддува обычно не очень высокое так - 1,2 - 1,25 атмосфер, но зато так называемая степень сжатия нагнетателя может быть очень велика.

Под степенью сжатия мы подразумеваем отношение конечного давления сжатия к давлению окружающей среды. При машинах высотных это отношение может быть очень велико и даже достигать до 3,4 и 5. При наддуве всегда увеличивается только давление подаваемой смеси, но не увеличивается конечное давление сжатия для предотвращения появления детонации.

Глава V

Высотные характеристики.

Характеристики мощности и расходов топлива без наддува. Возьмем выражение индикаторной мощности по форм. 56.

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{N_u}{L_u} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma \cdot V_h \cdot i \cdot \pi$$

Пусть значек „0“ означает земные условия и значек „h“ — высотные на высоте.

Тогда будем иметь:

$$N_{i0} = \frac{30}{632} \cdot \frac{N_u}{L_{u0}} \cdot \frac{\eta_{i0}}{\alpha_0} \cdot \eta_{v0} \cdot \gamma_0 \cdot V_{h0} \cdot i \cdot \pi \quad \dots\dots | 72 |$$

$$N_{ih} = \frac{30}{632} \cdot \frac{N_u}{L_{uh}} \cdot \frac{\eta_{ih}}{\alpha_h} \cdot \eta_{vh} \cdot \gamma_h \cdot V_{hh} \cdot i \cdot \pi \quad \dots\dots | 73 |$$

или

$$\frac{N_{ih}}{N_{i0}} = \frac{\frac{\eta_{ih}}{\alpha_h} \cdot \eta_{vh} \cdot \gamma_h}{\frac{\eta_{i0}}{\alpha_0} \cdot \eta_{v0} \cdot \gamma_0} \quad \dots\dots | 74 |$$

Отношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ не может значительно меняться высотой если есть высотная регулировка, поэтому

$$\frac{N_{ih}}{N_{i0}} = \frac{\eta_{vh} \cdot \gamma_h}{\eta_{v0} \cdot \gamma_0} \quad \dots\dots | 75 |$$

Приняв во внимание уравнение 25, мы должны иметь:

$$\frac{\eta_{vh}}{\eta_{v0}} = \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_h}{P_{h0}}}}{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_0}{P_{00}}}} \cdot \sqrt{\frac{T_h}{T_0}} \quad \dots\dots | 76 |$$

Но при одних и тех же скоростях всасывания и выхлопа отношения $\frac{P_h}{P_0}$ мало, ничтожно изменяется с высотой.

Поэтому с достаточной точностью принимаем:

$$\frac{\eta_{vh}}{\eta_{v0}} = \sqrt{\frac{T_h}{T_0}} \quad \dots\dots | 77 |$$

В то же время

$$\frac{\gamma_h}{\gamma_0} = \frac{P_h}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_h} \quad \dots\dots | 78 |$$

Подставляя значение величины на правн. (77) и (78) в уравнение (75) получим:

$$\frac{N_{ih}}{N_{io}} = \frac{P_h}{P_o} \frac{T_o}{T_h} \sqrt{\frac{T_h}{T_o}} = \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} \dots \dots \dots (79)$$

Примем, что мощность механических потерь не изменяется с высотой, хотя это и не вполне точно. При этом условии

$$N_{eh} = N_{ih} - N_{zo}; \text{ Но } N_{zo} = N_{io} - N_{eo}$$

или

$$N_{zo} = N_{io} (1 - \zeta_m) \dots \dots \dots (80)$$

Приняв ζ_m равным в среднем 0,9, получим:

$$N_{zo} = N_{io} \cdot 0,1 \dots \dots \dots (81)$$

Тогда

$$N_{eh} = N_{ih} - N_{io} \cdot 0,1$$

$$\text{но } N_{ih} = N_{io} \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} \dots \dots \dots (82)$$

в таком случае

$$N_{ih} = N_{io} \left[\frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,1 \right] \dots \dots \dots (83) \text{ или}$$

$$N_{eh} = \frac{N_{eo}}{0,9} \left[\frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,1 \right] - N_{eo} \left[1,11 \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,11 \right] \dots \dots \dots (84)$$

Величина в скобках, т.е. $1,11 \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,11$ является корректирующим множителем, дающим возможность пересчитать мощность для других атмосферных условий. Его обычно обозначают через Δ .

Таким образом мы имеем два корректирующих множителя: для индикаторной мощности в виде $\frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}}$ и для эффективной мощности в виде:

$$1,11 \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,11$$

При помощи этих множителей можно построить характеристи-

ки индикаторной и эффективной мощности на любой высоте, пользуясь земными характеристиками тех же мощностей.

Для этого достаточно ординаты соответствующих характеристик помножить на соответствующие корректирующие множители. Необходимо теперь найти корректирующие множители для C_i и C_e . Обычно (хотя и не совсем точно) принимают, что C_i не меняется с высотой, т. е. принимают корректирующий множитель для C_i равным единице. При таком условии легко найти корректирующий множитель для C_e , а именно:

$$C_e = \frac{C_{ih}}{\eta_{mh}} = \frac{C_{io}}{\eta_{mh}} = C_{io} \frac{N_{ih}}{N_{io}} = C_{eo} \eta_{mo} \frac{N_{ih}}{N_{eh}} = C_{eo} \frac{N_{eo}}{N_{io}} \frac{N_{ih}}{N_{eh}} \text{ или}$$

$$C_e = \frac{C_{eo} \frac{N_{ih}}{N_{io}}}{\frac{N_{eh}}{N_{eo}}} = C_{eo} \left[\frac{\frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_h}{T_o}}}{\frac{1}{1} \frac{P_h}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_h}} - 0,11} \right] \dots\dots / 85 /$$

Величина в скобках и есть корректирующий множитель для C_e .

Отдельные значения P_h , T_h и значения корректирующих множителей для различных высот даны на таблице 7.

Приведенные в таблице корректирующие множители выведены при условии неизменности оборотов с высотой. На самом же деле обороты будут также меняться. Обороты будут меняться не только из-за изменения с высотой условий работы мотора, но также из-за изменений условий работы группы винт-мотор.

Выведем корректирующий множитель для определения числа оборотов на высоте.

Мы знаем, что $\frac{N_{eh}}{N_{eo}} = \eta$; в то же время $N_e = \kappa n$, т. е. с другой стороны

$$\frac{N_{eh}}{N_{eo}} = \eta \frac{n_h}{n_o} \dots\dots / 86 /$$

Таблица 7.

Нв мет.	$\frac{P_h}{P_0}$	P_h в мм. Нг	Темпера- тура по Цельсию	$\delta \frac{K^2}{M^3}$	$\Delta \frac{P_h}{P_0}$	$\frac{P_h}{P_0} \sqrt{\frac{288}{T_h}}$	A
0	1,0000	760,0	+ 15,0	1,2250	1,0000	1,000	1,000
1000	0,8870	674,1	+ 8,5	1,1120	0,9074	0,897	0,886
2000	0,7845	596,2	+ 2,0	1,0068	0,8216	0,802	0,781
3000	0,6918	525,8	- 4,5	0,9094	0,7420	0,716	0,685
4000	0,6082	462,3	- 11,0	0,8193	0,6686	0,638	0,598
5000	0,5330	405,1	- 17,5	0,7363	0,6008	0,565	0,517
6000	0,4655	353,8	- 24,0	0,6598	0,5384	0,501	0,446
7000	0,4051	307,9	- 30,5	0,5896	0,4810	0,438	0,377
8000	0,3512	266,9	- 37,0	0,5252	0,4285	0,388	0,321
9000	0,3032	230,5	- 43,5	0,4664	0,3806	0,340	0,267
10000	0,2606	198,2	- 50,0	0,4127	0,3367	0,303	0,226
11000	0,2230	169,4	- 56,5	0,3636	0,2967	0,258	0,182
12000	0,1903	144,6	- 55,5	0,3104	0,2533	0,220	0,134
13000	0,1628	123,7	- 56,5	0,2663	0,2165	0,188	0,099
14000	0,1390	106,6	- 56,5	0,2266	0,1859	0,161	0,069

В то же время $N_e = \rho \beta \cdot n^3 D^5$ / 87/. Здесь ρ - плот-
ность воздуха, β - коэффициент мощности винта, n - секундное
число оборотов, D - диаметр винта.

Это значит, что

$$\frac{N_{eh}}{N_{e0}} = \frac{\rho_h \cdot \beta_h \cdot n_h^3 \cdot D^5}{\rho_0 \cdot \beta_0 \cdot n_0^3 \cdot D^5} \dots \dots \dots / 88/.$$

Очевидно, что должно быть равенство правых частей уравнений 88
и 86 т.е.

$$A \frac{n_h}{n_0} = \frac{\rho_h \cdot \beta_h \cdot n_h^3}{\rho_0 \cdot \beta_0 \cdot n_0^3} \dots \dots \dots / 89/.$$

Цитюда

$$\Pi_h = \Pi_0 \sqrt{\frac{A}{S_h} \times \frac{\beta_0}{\beta_h}} \dots\dots\dots / 90 /$$

Величина радикала и есть искомый корректирующий множитель для числа оборотов.

Высотные характеристики мощностей при наддуве.

Во всех приводимых ниже выводах отдельные величины при условиях наддува будем обозначать со знаком „К“.

Подобно уравнению 75 можно написать:

$$\frac{N_{ik}}{N_{io}} = \frac{\eta_{vk}}{\eta_{vo}} \cdot \frac{\delta_K}{\delta_0} \dots\dots\dots / 91 /$$

$$\frac{\eta_{vk}}{\eta_{vo}} = \frac{\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_{zk}}{P_{ak}}}}{\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_{zo}}{P_{ao}}}} \sqrt{\frac{T_K}{T_0}} \dots\dots\dots / 92 /$$

В этом уравнении подкоренные величины уже не могут быть даже приблизительно равны между собой. Подобно уравнениям 78 и 79 будем также иметь:

$$\frac{N_{ik}}{N_{io}} = \frac{P_K}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_K}} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_{zk}}{P_{ak}}}}{\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_{zo}}{P_{ao}}}} \dots\dots\dots / 93 /$$

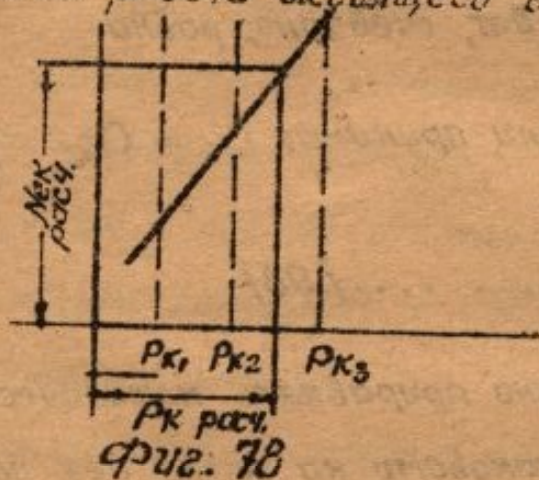
Если пренебречь сопротивлением всасывающих и выхлопных клапанов, то можно принять P_{zo} и P_{ao} равным давлению атмосферному, P_{ak} - давлению нагнетания во всасывающей трубе P_K и P_{zk} - давлению в выхлопной трубе P_p . Последнее давление при свободном выхлопе будет равно давлению, окружающему P_n .

При таких условиях уравнение 93 переписывается так:

$$\frac{N_{ik}}{N_{io}} = \frac{P_K}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_K}} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt[n]{\frac{P_p}{P_K}}}{(\varepsilon - 1)} \dots\dots\dots / 94 /$$

Рост индикаторной мощности еще не определяется правую часть уравнения 94.

Дело в том, что при наддуве давление в цилиндре во время всасывания больше давления во время выхлопа; поэтому не только не получается (как видно на фиг. 78) отрицательной работы насосного сопротивления, а наоборот получается положительная работа всасывающего в цилиндр воздуха.



Пренебрегая влиянием сопротивления клапанов, получим, что разность давления хода всасывания и выхлопа разна $P_k - P_p$.

Вполне очевидно, что индикаторная мощность от этой разницы давления увеличится по сравнению с N_{i0} на такую величину:

на такую величину:

$$N_{i0} \frac{P_k - P_p}{P_{i0}} \dots \dots \dots / 95 /$$

Принимая во внимание уравнения 95 и 94, получим окончательно:

$$\frac{N_{ik}}{N_{i0}} = \frac{P_k}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \cdot \frac{\epsilon - \sqrt{\frac{P_p}{P_k}}}{\epsilon - 1} + \frac{P_k - P_p}{P_{i0}} \dots \dots \dots / 96 /$$

Правая часть уравнения 96 и есть искомый корректирующий множитель для индикаторной мощности при наддуве. Он дает возможность подсчитать индикаторную мощность при наддуве $|N_{ik}|$ по данной индикаторной мощности без наддува $|N_{i0}|$.

Найдем теперь корректирующий множитель для эффективной мощности при наддуве.

Понятно, что

$$N_{ek} = N_{ik} - N_c - N_{zk} \dots \dots \dots / 97 /$$

Здесь N_c — мощность, затрачивается на сжатие смеси от давления P_h до P_k и $N_{зк}$ — мощность механических потерь в самом двигателе при наддуве.

Пусть L_0 — теоретическое количество воздуха на один килограмм топлива и $L_{ск}$ — работа, потраченная на сжатие и подачу одного килограмма смеси до давления P_k . Тогда мощность, затрачиваемая на компрессор, будет, очевидно, равна

$$N_c = N_{ih} \frac{C_{ik} \alpha L_0 L_{ск}}{3600 \cdot 75} \quad \text{или, принимая } C_{io} = C_{ik},$$

$$N_c = N_{ih} \frac{C_{io} L_0 L_{ск} \alpha}{3600 \cdot 75} \quad \dots\dots\dots /98/$$

Как и раньше, здесь возможно приравнять механический к.п.д. на высоте при наддуве такому на земле без наддува, т.е. принять, что $\eta_{то} = \eta_{тк}$ или

$$N_{зк} = N_{ih} (1 - \eta_{то}) \quad \dots\dots\dots /99/$$

Учтя уравнения 96 и 99, получим, что

$$N_{эк} = N_{io} \left[\frac{P_k}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \frac{\epsilon - \sqrt{\frac{P_k}{P_0}}}{\epsilon - 1} + \frac{P_k - P_0}{P_{io}} \right] \left[1 - \frac{C_{io} L_0 L_{ск} \alpha}{3600 \cdot 75} - (1 - \eta_{то}) \right] \dots\dots\dots /100/$$

Произведение множителей в скобках при N_{io} есть исконый корректирующий множитель для эффективной мощности при наддуве.

Как подсчитать отдельные неизвестные величины в этой формуле?

$L_{ск}$ подсчитывается, смотря по тому, как производится во вращение компрессор. В случае привода непосредственно от двигателя подсчет ведется следующим образом. Берем выражение адиабатической работы сжатия и подачи одного килограмма

воздуха

$$L_{ад} = R T_h \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Принимая во внимание как тепловые, так и механические потери при сжатии, получим, что работа сжатия и подачи одного килограмма воздуха в действительности будет больше.

Учтем все эти потери общим к.п.д.

тогда
$$L_{действ} = L_{ск} = \frac{L_{ад}}{\eta_c} \dots (101)$$

T_k - подсчитывается следующим образом: в виду того, что механический к.п.д. компрессора очень высок, можно считать, что η_c учитывает при сжатии как гидравлические, тепловые потери, так и потери на трение. Как гидравлические, так и потери на трение переходят в тепло и увеличивают нагрев воздуха, полученный от сжатия.

Таким образом полную работу сжатия с гидравлическими потерями и потерями трения можно считать перешедшими в тепло. Но работа только сжатия (без подачи) одного килограмма воздуха вместе с потерями равна.

$$L_{спс} = \frac{p T_h}{\eta_c} \frac{1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Если вся эта работа перешла в тепло, то, очевидно

$$\frac{AR}{\eta_c} \frac{T_h}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = C_v \Delta t \dots (102)$$

здесь: Δt - увеличение температуры воздуха от сжатия.

Заметим, что $AR = C_p - C_v = C_v (\kappa - 1)$;

поэтому

$$\Delta t = \frac{T_h}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \dots (103)$$

$$T_k = T_h + \Delta t$$

..... (104)

Другую неизвестную величину P_k определяют следующим образом. Предположим, что на данной расчетной высоте $h_{рас}$ требуется получить расчетную мощность $N_{к рас}$. Для этого выбирают ряд значений P_k (например три), и для каждого значения P_k определяют мощность $N_{с к}$. Действительно, выбрав для данной высоты ($h_{рас}$) P_k , мы в уравнении (100) знаем (или можем подсчитать) все величины, кроме P_p .

При определении величины P_p может быть три случая:

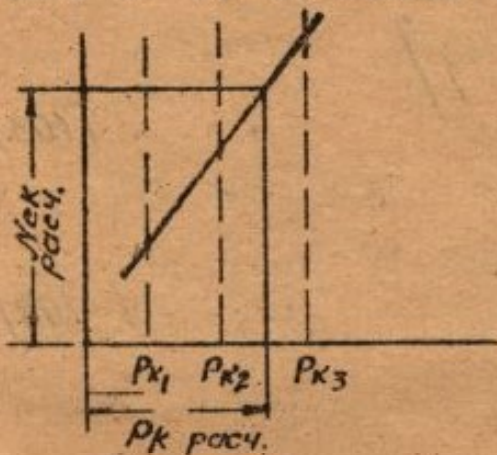
1) случай свободного выхлопа; это случай, когда нагнетатель приводится в движение самим двигателем, т.е. случай работы с „приводным“ нагнетателем;

2) случай вращения нагнетателя газовой турбиной работающей от выхлопных газов;

3) случай, когда мощность для вращения нагнетателя получается частично от двигателя и частично от газовой турбины.

Все эти случаи будут детально рассмотрены в разделе высоты авиамоторов. Здесь же разберем пока только случай с приводным нагнетателем.

В этом случае P_p можно приравнять окружающему давлению P_h . Тогда для различных P_k получим при данной расчетной высоте $h_{рас}$ мощности $N_{с к}$. После этого можно построить кривую $N_{с к}$ в зависимости от P_k на данной высоте ($h_{рас}$) см. фиг. 78).



Если теперь провести линию параллельную оси абсцисс, на расстоянии от нее, равном в масштабе заданному значению $N_{к}$ мы в точке пересечения этой линии с кривой

$N_{к}$ определим искомое P_k ,

Высотные характеристики мотора с приводным компрессором.

Предыдущий расчет дает возможность определить мощность на расчетной высоте. Как меняться будет мощность до расчетной высоты и после нее.

Предположим, что самолет снижается. Если бы мы не влияли на заслонку карбюратора, то давление P_k поднялось бы до недопустимой величины. Во избежание этого мы должны держать P_k приблизительно постоянным, для чего мы прикрываем заслонку и затормаживаем смесь. Но так как число оборотов мотора принимаем приблизительно постоянным, то согласно теории авиационного компрессора, останется неизменной адиабатическая работа сжатия т.е. на разных высотах меньших расчетной мы будем иметь.

$$L_{ад} = R T_h \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \dots \dots \dots (104)$$

Если принять η_c также постоянным, то мы будем иметь два вывода из уравнения 104. Первый это то, что для разных высот меньших расчетной ($h_{рас}$) величина $L_{ск}$ тоже постоянна и второй вывод тот, что для разных высот меньших расчетной величина $T_h \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$ тоже постоянна. Это значит, что нагрев воздуха в компрессоре остается постоянным для всех высот меньших расчетной. Но так как T_h растет с уменьшением высоты, то следовательно температура T_k растет.

В то же время высота с уменьшением высоты увеличивается P_p .

Из формулы (100) ясно, что вместе с увеличением P_k и P величина в первой квадратной скобке падает. Но так как величины $\frac{C_{10} \cdot L_{ад} \cdot L_{ск} \cdot \alpha}{3600 \cdot 75}$ и $(1 - \eta_{то})$ остаются приблизительно постоянными, то $L_{ек}$ падает с высотой.

Заключение по вопросу об изменении мощности при увеличении высоты большей ^{чем} расчетная основано на следующих соображениях: P_k поддерживается более или менее постоянным только до расчетной высоты ($h_{рас}$). После этой высоты P_k будет падать. Понятно, что индикаторная мощность будет изменяться по закону, выраженному уравнением (79), но только в этом уравнении вместо P_0 и T_0 надо поставить значения P_h и T_h на расчетной высоте, т.е. $P_{h,рас}$ и $T_{h,рас}$.

Тогда будем иметь:

$$N_{ih} = N_{i,рас} \frac{P_h}{P_{h,рас}} \sqrt{\frac{T_{h,рас}}{T_h}} \dots \dots \dots /105/$$

Теперь перейдем к изменению N_{ch} для высот больших расчетной
 $N_{ch} = N_{ih} - N_{sh} - N_{zh}$

Если принять η_c и η постоянным, то L_{oz} тоже постоянна. В таком случае N_c будет пропорционально количеству воздуха. Но так как последнее пропорционально N_{ih} , то на данной высоте

$$N_{ch} = N_{с,рас} \frac{P_h}{P_{h,рас}} \sqrt{\frac{T_{h,рас}}{T_h}} \dots \dots \dots /106/$$

Уравнение (105) еще не характеризует полностью изменение индикаторной мощности. Надо еще учесть изменение в уравнении (100) члена $N_i \frac{P_k - P_p}{P_{i0}}$.

Это принимают изменяющимся пропорционально N_{ih} , т.е. для высоты h этот член будет равен

$$N_{i0} \left(\frac{P_k - P_p}{P_{i0}} \right) \frac{P_h}{P_{h,рас}} \sqrt{\frac{T_{h,рас}}{T_h}}$$

N_z считаем постоянным.

Основные обозначения

- P_0 - абсолютное давление окружающей среды в килограммах на квадратный метр
- P_a - абсолютное давление в конце всасывающего хода заснятое индикатором и выраженное в килограммах на квадратный метр
- P_z - абсолютное среднее давление в цилиндре в конце хода до момента, выраженного в килограммах на квадратный метр
- P_e - абсолютное давление в конце хода скатки, выраженное в килограммах на квадратный метр
- P_{Σ} - максимальное давление во время вспышки, выраженное в килограммах на квадратный сантиметр
- P_i - среднее индикаторное давление в килограммах на квадратный сантиметр
- P_e - среднее эффективное давление в кг/см. на вк. сантиметр
- P - давление в цилиндре в момент закрытия всасывающего клапана в килограмм на квадратный метр
- E - степень сжатия
- T_1 - абсолютная температура продуктов горения в цилиндре во время впуска, выраженная $^{\circ}C$.
- T_2 - абсолютная температура смеси в конце всасывающего хода.
- T_3 - абсолютная температура конца сжатия.
- T_4 - абсолютная температура в момент максимального давления в цилиндре.

- $T_{\text{вых}}$ - абсолютная температура выхлопных газов по выходе из машины.
- T_0 - температура окружающей среды.
- Δt - нагрев смеси от нагретых частей машины при входе ее в цилиндр.
- T - абсолютная температура смеси в момент закрытия всасывающего клапана.
- m - часть хода пройденного поршнем от нижней мертвой точки до момента закрытия всасывающего клапана.
- γ - коэффициент остаточных газов.
- η_v - коэффициент наполнения
- α - коэффициент избытка воздуха.
- Z - теоретическое количество воздуха на 1 кг. топлива.
- C_i - расход топлива в килограммах на индикаторную НР в час.
- C_e - расход топлива в килограммах на эффективную НР в час.
- η_m - механический коэффициент полезного действия.
- H - теплотворная способность топлива в калориях на килограмм топлива.
- V - сумма объемов камер сгорания и объем хода поршня от момента закрытия всасывающего клапана до верхней мертвой точки.
- V_c - объем пространства сжатия.
- V_n - объем хода поршня.
- V_E - сумма объемов пространства сжатия и объема хода поршня от верхней мертвой точки до момента наступления максимального давления.
- G_c - вес смеси в момент закрытия всасывающего клапана.
- G_0 - удельный вес смеси при условиях окружающей среды.
- R_c - газовые постоянные смеси воздуха, паров топлива и остатков продуктов горения.

- Π_1 - показатель политропы сжатия.
- Π_2 - показатель политропы расширения
- Π - показатель политропы сжатия в момент, непосредственно следующий за закрытием всасывающего клапана.
- M - коэффициент молекулярного изменения
- λ - отношение $\frac{z_2}{p_2}$
- ρ - отношение $\frac{V_2}{V_1}$
- ξ - коэффициент полностью выделенного тепла за период времени, прошедшего от верхней мертвой точки до наступления максимального давления и ушедшего на работу, на нагрев и на охлаждение за этот период
- ψ - коэффициент полностью выделенного тепла за весь период расширения и ушедшего на работу, + нагрев и на охлаждение за этот период.
- $Q_{неп}$ - тепло, не выделявшееся за время теплового процесса и выраженное или в калориях на килограмм топлива или в процентах ко всему полученному теплу.
- $Q_{ор}$ - тепло, потерянное на охлаждение за период времени, прошедший от верхней мертвой точки до наступления максимального давления и выраженное или в калориях на килограмм топлива или в процентах от введенного тепла.
- $Q_{оох}$ - тепло, потерянное на охлаждение во время хода сжатия и выраженное в тех же единицах.
- $Q_{орс}$ - тепло, потерянное на охлаждение за время расширения и выраженное в тех же единицах.
- $Q_{оох}$ - тепло, потерянное на охлаждение поршня за весь цикл через боковые поршни, а не через кольца.
- $Q_{орс}$ - тепло, ушедшее на охлаждение за весь период расширения и ушедшее на работу, + нагрев и на охлаждение за этот период.

- $Q_{\text{ыз}}$ - тепло, ушедшее в окружающую среду от нагретых наружных стенок рубашки и головки.
- $Q_{\text{п.г}}$ - тепло, заключенное в продуктах горения в конце хода расширения и выраженное в тех же единицах.
- $Q_{\text{т.п}}$ - часть тепла трения поршня, ушедшего в охлаждающую среду и выраженное в тех же единицах.
- $K_{\text{гор}}$ - показатель адиабаты для средних физикохимических условий за период горения от момента верхней мертвой точки до момента наступления максимального давления.
- $K_{\text{рес}}$ - показатель адиабаты для средних физико-химических условий хода расширения.
- $K_{\text{сж}}$ - показатель адиабаты для средних физико-химических условий хода сжатия.
- $\Pi_{\text{гор}}$ - показатель политропы кривой подъема давления за период времени от верхней мертвой точки до наступления максимального давления.
- $L_{\text{гор}}$ - работа, произведенная газами за период от конца сжатия до момента наступления максимального давления выраженная в килограммометрах и отнесенная к одному килограмму топлива.
- $\Pi L_{\text{рес}}$ - работа газов, произведенная за период горения, выраженная в тепловых единицах и отнесенная к одному килограмму топлива или же выраженная в процентах ко всему выделенному в машину теплу.
- $L_{\text{сж}}$ - отрицательная работа, проведенная смесью во время сжатия выраженная в килограммометрах и отнесенная к одному килограмму топлива.
- $\Pi L_{\text{сж}}$ - отрицательная работа, проведенная смесью во время сжатия, выраженная в тепловых единицах и отнесенная

или к 1 кг. топлива, или выраженная в процентах от всего количества введенного топлива.

- $L_{рас}$ - работа газов за ход расширения и выраженная в килограммах и отнесенная к одному килограмму топлива.

- $H L_{рас}$ работа газов во время расширения, выраженная в тепловых единицах и отнесенная к 1 кг. топлива или выраженная в процентах ко всему введенному теплу.

Тепловой расчет может выполняться двояко - или для данной выполненной машины, или для вновь проектируемой машины.

Какие цели преследует тот и другой расчет?

Первый расчет для крипипной машины имеет целью различные задачи, а именно:

- 1) получить необходимые величины для проведения механического расчета и расчета на прочность;
- 2) провести поперечный расчет для получения основных тепловых параметров работы машины;
- 3) провести детальный глубокий анализ тепловой работы машины с определением по возможности максимального количества показателей тепловой ее работы.

Второй тепловой расчет для вновь проектируемой машины имеет целью следующее:

- 1) определить основные размеры двигателя,
- 2) определить все необходимые величины для построения правильной, а также реальной при данных условных условиях построения индикаторной диаграммы;
- 3) из реальной индикаторной диаграммы получить вполне реальные и правильные величины для механического расчета машины выше приводятся методы проведения теплого расчета.

172

Тепловой расчет для выполненной и испытанной
машины

Тепловой расчет такого типа может быть проведен на базе экспериментов, проведенных с машиной.

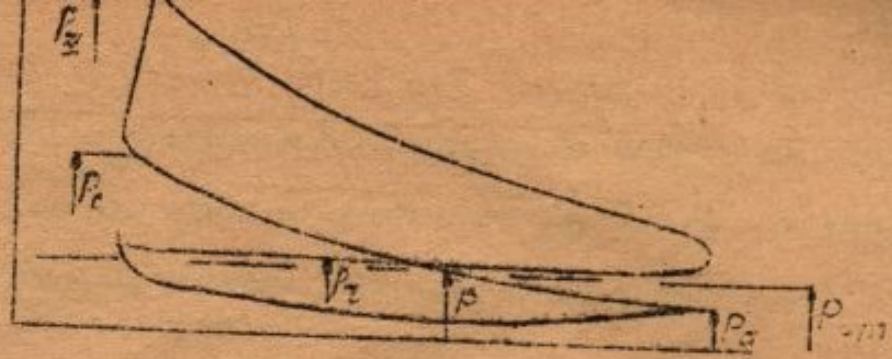
Для более полного теплового расчета можно провести, если имеются следующие данные:

1. правильно снятая рабочая диаграмма, включая и диаграмму, снятую слабой пружиной;
2. количество тепла, ушедшего из машин в охлаждающую среду;
3. расход топлива на эффективную НР в час;
4. анализ выхлопных газов.

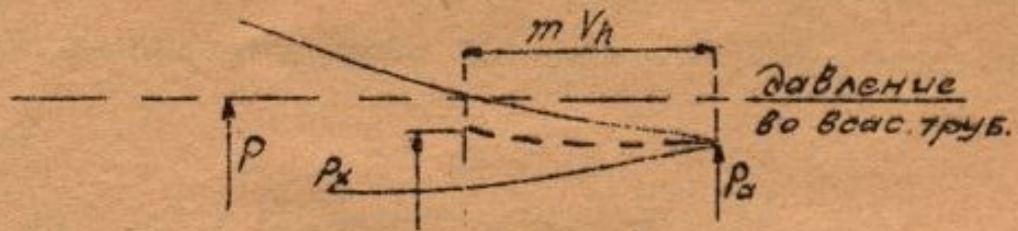
Метод такого расчета следующий:

1. Из индикаторной диаграммы (см. фиг. 1) имеем P_a, P_z, P_c, P_z, P_i и давление в момент закрытия всасывающего клапана P .
 2. Зная эффективную мощность, α , следовательно, и эффективное среднее давление P_e , определяем механический коэффициент полезного действия $\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$.
 3. Коэффициент наполнения η_v определяется из следующей формулы 6 или 7.
- Вывод этой формулы следующий: - На фиг. 2 показана диаграмма, снятая слабой пружиной и изображающая кривую всасывания и кривую сжатия.

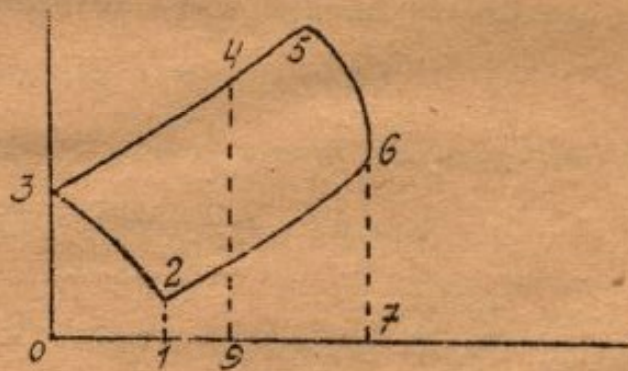
Течение кривой сжатия в начале хода сжатия определяется сжатием, теплообменом и давлением смеси, которое имеет место за первые моменты от нижней и второй точки до момента закрытия всасывающего клапана.



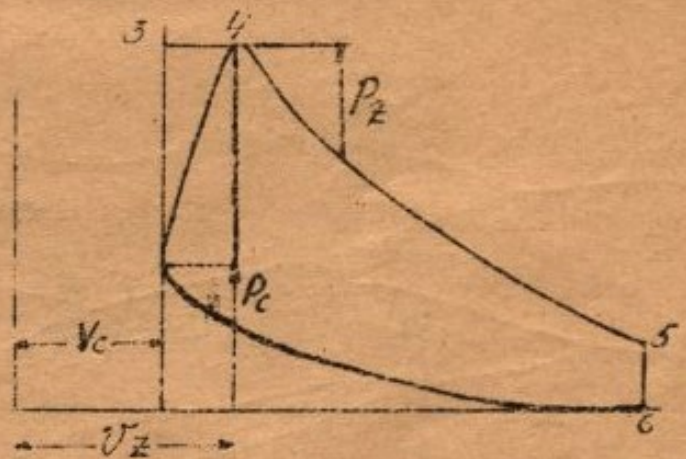
фиг. 1



фиг. 2



фиг. 3



фиг. 4

Если бы не было указанного добавления свежей смеси, то кривая сжатия текла бы по кривой линии от P_a до P_x с показателем политропы, обусловленным теплообменом и сжатием.

При наличии добавления смеси кривая сжатия пойдет выше. Пусть давление в момент закрытия всасывающего клапана при условии отсутствия добавления будет P_x , а давление в момент закрытия всасывающего клапана при условии добавления будет P .

Тогда имеем

$$\frac{P_x}{P_a} \cdot \left(\frac{V_a}{V_a - m V_h} \right)^n = \left(\frac{V_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}}{V_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} - m V_h} \right)^n = \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}}{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} - m} \right)^n \dots \dots 2$$

Здесь "n" показатель политропы сжатия за период изменения давления от P_a до P_x при условии отсутствия добавления и при условии учета теплообмена за этот период.

При условии отсутствия добавления коэффициент наполнения η_v будет выражен известной формулой

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\epsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_2}{T_2} \right) \dots \dots 3 \quad \text{или} \quad \eta_v = \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\epsilon \frac{P_a}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta t} \dots \dots 4$$

При условии не добавления η_v будет больше в отношении $\frac{P}{P_x}$ т.е. в отношении

$$\frac{P}{P_x} = \frac{P}{P_a} \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} - m}{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}} \right)^n \dots \dots \dots 5$$

Следующее выражение для η_v будет

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \frac{P}{P_a} \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\frac{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} - m}{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}} \right)^n \left(\epsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_2}{T_2} \right) \dots \dots \dots 6$$

или
$$\eta_v = \frac{P}{P_a} \frac{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} - m}{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\epsilon \frac{P_a}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta t} \dots \dots \dots 7$$

В указанной формуле 6 и 7 показатель политропы n надо брать близким показателем политропы сжатия в точках, непосредст-

венно расположенных за моментом закрытия всасывающего клапана
Величину нагрева смеси в двигателе надо брать в преде-
лах от 25 до 35°С.

4. Коэффициент избытка α определяется из условия

$$P_1 = \frac{33 \eta_v}{\alpha \alpha_0 \eta_m} \dots \dots \dots 8$$

Если α известно из анализа выхлопных газов, то из уравне-
ния 8 можно определить η_v таким образом, проверить пра-
вильность подсчета его по формуле 7.

5. C_i и η_i определяется из соотношения $C_i = C_e \eta_m \dots 9$

$$\eta_i = \frac{632}{C_e \eta_m \eta_m} \dots 10$$

6. Зная η_v можно определить вес засосанной смеси по
соотношению $G_c = V_h \eta_v \rho_0 \dots \dots 11$

Здесь V_h выражено в метрах, а G_c в килограммах. Смотря по
условиям расчета V_h может быть или равно объему хода или же
может быть равно объему смеси, ^хприходящейся на 1 кг. топлива
или же может быть выражено в каких-нибудь других единицах.

7. Коэффициент остаточных газов определится из обычной
формулы

$$\gamma = \frac{P_2 T_0}{P_0 \eta_v (\epsilon - 1) T_2} \dots \dots 12$$

8. Зная G_c, δ, P можно определить температуру смеси в момент
закрытия всасывающего клапана по уравнению

$$T = \frac{PV}{R_c (1 + \gamma) G_c} \dots \dots 13$$

Здесь V объем цилиндра в момент закрытия всасывающего клапана
 R_c - газовая постоянная смеси воздуха паров топлива и оста-
точных газов.

х) Здесь под смесью подразумевается смесь паров, топлива, воздуха и оста-
точных газов.

В этой формуле смотря по условиям расчета V может быть или равно объему цилиндра заключенного между головкой и поршнем в момент закрытия всасывающего клапана или может быть выражено в каких-нибудь других единицах (например, можно отнести этот объем к одному килограмму топлива, одному метру смеси и т.д.).

9. Зная T можно определить температуру в любой момент процесса сжатия, горения и расширения по закону $PV = RT$ пренебрегая при этом пропусками.

Таким образом мы будем знать: T_c, T_z, T_v и т.д.

10. Через T_c и T_z определим коэффициент молекулярного изменения μ по соотношению $\frac{T_z}{T_c} = \frac{\lambda}{\mu} \rho$

11. Величины T_z и μ дают нам возможность определить коэффициент выделенного тепла ξ . Под последним понимается число, показывающее ту часть тепла от всего введенного, которая действительно выделяется в результате реакции горения за период времени от верхней мертвой точки до наступления максимального давления.

Подсчет ξ ведется на основании следующих простых выводов. Примем, что давление от P_c до P_z меняется по прямой, что достаточно справедливо. Тогда работа, произведенная газами за промежуток времени от момента верхней мертвой точки до момента наступления максимального давления, равна

$$\left(\frac{P_c + P_z}{2} \right) (V_z - V_c) / 10^4 \text{ или } \frac{P_c}{2} (\lambda + 1) V_c (\rho - 1) / 10^4 \dots \dots 15$$

Тепло, ушедшее на нагрев смеси, конечно, равно

$$C_1 (\alpha \lambda + 1 + \gamma) (T_z - T_c) \dots \dots 16$$

или, имея в виду, что $\frac{T_z}{T_c} = \frac{\lambda \rho}{\mu}$

$$C_1 (\alpha \lambda + 1 + \gamma) T_c \left(\frac{\lambda \rho}{\mu} - 1 \right)$$

Пусть далее $Q_{гор}$ есть количество тепла, ушедшего на охлаждение за период от верхней мертвой точки до наступления максимального давления. Тогда должно иметь:

$$C_v (\alpha Z_0 + 1) T_c \left(\frac{P}{P_0} - 1 \right) = \xi H - Q_{гор} - A \frac{P_c}{2} (\lambda + 1) V_c (P - 1) 10^4 \dots 18$$

Если уравнение 18 отнести к одному килограмму сгоревшего топлива, то, очевидно,

$$V_c = \frac{(\alpha Z_0 + 1)}{\rho_v \gamma_0 (\epsilon - 1)} \dots 19$$

12. Для тепла выраженного разностью $\xi H - Q_{гор}$ можно найти другое уравнение.

Обозначим работу, проведенную газами за промежуток времени от верхней мертвой точки до наступления максимального давления, т.е. работу $\frac{P_c}{2} (\lambda + 1) V_c (P - 1) 10^4$ при $Z = Z_{гор}$. Тогда получим известное из термодинамики соотношение

$$\xi H - Q_{гор} = \frac{K_{гор} - P_{гор}}{K_{гор} - 1} \dots 20$$

Здесь $K_{гор}$ есть показатель адиабаты для физико-химических условий горения, а $P_{гор}$ есть показатель политропы горения.

Ясно, что
$$\frac{\log_n \frac{P_z}{P_c}}{\log_n \frac{V_z}{V_c}} = P_{гор} \dots 21$$

Вывод уравнения 20 следующий.

Известно, что приращение тепла dQ при совершении работы равно $dQ = C_v dT + P_0 dV \dots 22$ но

$$A \int_{V_1}^{V_2} P_0 dV = A Z_0 = \frac{1}{1-n} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \dots 23$$

$$A Z_0 = A \int_{V_1}^{V_2} P_0 dV = \frac{A R}{1-n} (T_2 - T_1) \dots 24$$

Таким образом $Q = C_v(T_2 - T_1) + \frac{pR}{1-n}(T_2 - T_1)$ 24

Отсюда

$$\frac{Q}{\frac{pR}{1-n}(T_2 - T_1)} = \frac{Q}{A\mathcal{L}} = \frac{C_v(T_2 - T_1)}{\frac{pR(T_2 - T_1)}{1-n}} + 1 = \frac{C_v(1+n)}{pR} + 1 = \frac{C_v(1-n)}{C_p + C_v} + 1 = \frac{1-n}{\kappa-1} + 1 = \frac{\kappa-n}{\kappa-1}$$

..... 25

Кроме этого величину $\int H Q_{\text{тер}}$ можно найти из энтропийной диаграммы, она равна площади 0349 на фигуре 3

13. По формуле такого же типа как 20 можно определить тепло, отданное на охлаждение за время сжатия

$$\frac{Q_{\text{сж}}}{A\mathcal{L}_{\text{сж}}} = \frac{\kappa_{\text{сж}} - 1}{\kappa_{\text{сж}} - 1}$$

..... 26

Здесь $\kappa_{\text{сж}}$ - показатель адиабаты для физико-химических условий сжатия, а n , - показатель политропы сжатия.

14. Подобно предыдущему будем иметь для расширения такое соотношение $\frac{\psi H - Q_{\text{рас}}}{A\mathcal{L}_{\text{рас}}} = \frac{\kappa_{\text{рас}} - 1}{\kappa_{\text{рас}} - 1}$ 27

Здесь ψ коэффициент, показывающий, какая часть от всего тепла, введенного в машину действительно развивается за время расширения, $Q_{\text{рас}}$ - есть тепло, потерянное на охлаждение за время расширения, $\mathcal{L}_{\text{рас}}$ - работа проведенная газами за время расширения в килограммах, $\kappa_{\text{рас}}$ - показатель адиабаты для физико-химических условий расширения, а n_2 - показатель политропы расширения.

15. По рабочей диаграмме легко построить энтропийную диаграмму. Сжи представлена на фиг. 3

16. Вполне очевидно, что площадь 1230 равняется теплу, потеряемому на охлаждение во время сжатия.

Площадь 0349 равняется теплу, выделенному за период горения минус тепло, ушедшее на охлаждение во время горения.

Площадь 04567 равняется всему теплу, выделенному во время расширения за вычетом тепла, ушедшего на охлаждение во время расширения.

Следовательно, мы имеем такие формулы.

$$\text{пл. } 1230 = Q_{\text{сж}}$$

$$\text{пл. } 0349 = \zeta H - Q_{\text{гор}}$$

$$\text{пл. } 04567 = \varphi H - Q_{\text{рас}}$$

17. Так как, энтропийная диаграмма построена по рабочей, являющейся результатом окончательно полученного в цилиндре тепла за вычетом потерь [неполнота горения и потеря на охлаждение], то ясно, что, уменьшив все полученное тепло H на тепло, представленное площадью 03567, мы получим сумму следующих величин: тепла, ушедшего на охлаждение [через стенки цилиндра головки и доньшко поршня], и тепла, не выделившегося вследствие неполного горения.

Последнее тепло есть сумма 2-х теплот: теплоты, не выделившейся вследствие отсутствия воздуха [благодаря данному α] и теплоты, не выделившейся вследствие несовершенства горения.

Таким образом, имеем $Q_{\text{гор}} + Q_{\text{рас}} + Q_{\text{неп}} = \text{пл. } 03567 = H \dots 31$

$Q_{\text{неп}}$ можно получить из анализа газов. Тогда, отделив известные величины от неизвестных, получим

$$Q_{\text{гор}} + Q_{\text{рас}} = H - Q_{\text{неп}} - \text{пл. } 03567 \dots 32$$

18. Пусть тепло продуктов горения в конце расширения равно $Q_{п.г.}$. Это тепло на энтропийной диаграмме выражается площадью 1267.

Зная с другой стороны вес продуктов горения $|Z\alpha + 1|$ и их температуру $T_{вых}$ при выходе из машины, получим тепло, ушедшее на охлаждение за весь процесс выхлопа.

Другими словами, $Q_{вых} = Q_{п.г.} - (Z\alpha + 1)(T_{вых} - T_0) C_p$ 33

19. Пусть $Q_{охл}$ будет количество тепла, ушедшего на охлаждение всей машины и замеренное через количество, прошедшей через машину воды и ее температуру. Тогда $Q_{охл}$ есть (с другой стороны) все тепло охлаждения, включая и тепло, потерянное на охлаждение за время выхлопа как в головке, так и в цилиндре, за исключением тепла, потерянного на охлаждении поршня через его доньшко, т.е. $Q_{пор}$. В тепло $Q_{охл}$ входят также тепло охлаждения поршня, прошедшее через кольца, а также тепло части трения поршня $Q_{тр}$. В случае отсутствия специального охлаждения поршня $Q_{пор}$ есть тепло, ушедшее через поршень в картер лучеиспусканием и конвекцией. Тогда должны иметь:

$Q_{мг} + Q_{охл} + Q_{пор} = Q_{вых} + Q_{стс} + Q_{гор} + Q_{рас} + Q_{тр.п}$ 34

Здесь ~~имеется~~ часть тепла, трения поршня, перешедшего в охлаждающую среду.

Если отсутствует специальное охлаждение поршня, то при алюминевом поршне полная потеря на его охлаждение не превышает 3%, из коих не больше 2% уходит в воду, и до 1% - в картер. Подобная величина и есть $Q_{пор}$.

Полная работа трения поршня в среднем равняется от 6% до 9% от индикаторной мощности и т.д.

равным от 0,3 до 0,4, получаем, что из всего введенного тепла трение поршня составляет от 2 до 3%.

Часть этого тепла уходит на нагрев масла, часть - на лучеиспускание, а часть - в охлаждающую среду, т.е. на охлаждение. Последняя часть едва ли может быть больше 1% - 1,1% 2%. Таким образом, при отсутствии специального охлаждения поршня величины $Q_{пор}$ и $Q_{тр.п.}$ достаточно малы и близки по величине друг другу. Тогда их можно исключить из уравнения 34. Величину $Q_{луч}$ пренебрегаем, как малой по сравнению с другими.

Вследствие этого последнее принимает тогда вид:

$$Q_{ож} + Q_{гор} + Q_{рас} + Q_{вых} = Q_{ох} \quad \dots 35$$

В случае специального охлаждения поршня величина $Q_{пор}$ известна через замеры количества и температуры охлаждающей жидкости.

Таким образом, величина $Q_{пор}$ и $Q_{тр.п.}$ или исключается / в случае отсутствия специального охлаждения поршня / или же известна в случае наличия такового.

20. Кроме полученных выше уравнений имеем еще уравнение суммы тепла

$$\xi H + \varphi H + Q_{неп} = H \quad \dots 36$$

Заключение

Из вышеизложенного очевидно, что, зная C_e , расход топлива на охлаждение, анализ выхлопных газов и, имея правильно снятую индикаторную диаграмму, можно при помощи приведенных формул детально и глубоко изучить тепловой процесс двигателя.

Эти формулы следующие

$$\xi H - Q_{гор} = \Lambda L_{гор} \frac{K_{гор} - T_{гор}}{K_{гор} - 1} \dots\dots\dots 20$$

$$\varphi H - Q_{рас} = \Lambda L_{рас} \frac{K_{рас} - T_2}{K_{рас} - 1} \dots\dots\dots 27$$

$$Q_{вых} = Q_{п.г.} - (Ld + 1) (T_{вых} - T_0) C_V \dots\dots\dots 33$$

$$Q_{охл.} = Q_{ст.} + Q_{гор} + Q_{рас} + Q_{вых} \dots\dots\dots 34$$

$$\xi H + \varphi H + Q_{неп} = H \dots\dots\dots 36$$

$$Q_{ст.} = \Lambda L_{ст.} \frac{K_{ст.} - T_1}{K_{ст.} - 1} \dots\dots\dots 26$$

Порядок решения этих уравнений следующий: $Q_{ст.}$ определяется непосредственно из уравнения 26

$Q_{неп}$ - определяется анализом продуктов горения

Зная $Q_{неп}$, определим из уравнения 36 сумму $\xi H + \varphi H$, т.е. тепло, действительно выделившееся за время горения и расширения,

$Q_{охл.}$ - определяется из опыта.

Зная сумму $\xi H + \varphi H$, можно при помощи уравнений 20 и 27 определить сумму тепла, ушедшего на охлаждение за время горения и расширения, т.е. сумму $Q_{гор} + Q_{рас}$.

Тогда зная последнюю сумму и $Q_{ст.}$, определяем $Q_{вых}$. Затем уравнения 33 определяем тепло продуктов сгорания $Q_{п.г.}$, причем $T_{вых}$ определяется замером при опыте.

В результате решения этих уравнений определим следующие величины: $\xi H + \varphi H$
 $Q_{рас} + Q_{гор}$
 $Q_{вых}$, $Q_{ст.}$ и п.т.

Мы определили из 6 уравнений 5 неизвестных, так как уравнения $\xi H + Q_{гор} = A L_{гор} \frac{K_{гор} - T_{гор}}{K_{гор} - 1}$ и $\varphi H - Q_{рас} = A L_{рас} \frac{K_{рас} - T_{гор}}{K_{рас} - 1}$ представляют собой для неизвестных сумм $\xi H + \varphi H$ и $Q_{гор} + Q_{рас}$ одно уравнение вида:

$$\xi H + \varphi H - (Q_{гор} + Q_{рас}) = A L_{гор} \frac{K_{гор} - T_{гор}}{K_{гор} - 1} + A L_{рас} \frac{K_{рас} - T_{гор}}{K_{рас} - 1}$$

Таким образом, мы в результате решения уравнений будем иметь 2 уравнения с 4 неизвестными $\xi H, \varphi H, Q_{гор}, Q_{рас}$

Определение каждой из этих величин не имеет большого практического значения, но все же может представлять иногда интересный интерес. Для их определения достаточно занять одну какую-нибудь величину. Лучше всего определить $Q_{рас}$ или $Q_{гор}$.

Необходимо воспользоваться какой-нибудь формулой теплопередачи (например, Бриллинга, Нуссальта) и подсчитать сумму тепла, перешедшего в воду за время горения или расширения.

Определив какую-либо величину (например $Q_{гор}$) найдем сразу все три остальные.

Определение из вышеприведенных формул величины $Q_{гор} + Q_{рас}$ может значительно облегчить исследование вопроса теплопередачи за время горения и расширения через стенки цилиндра и нижнего доньшка головки.

Перейдем теперь к тепловому расчету новой проектируемой машины.

Чего надо добиваться при тепловом расчете новой машины? Целевой установкой при тепловом расчете новой машины должно быть получение правдивых реальных при данном положении нашей науки параметров для построения опять-таки реальной практически достижимой индикаторной диаграммы, а также получение вполне реальных, правильных численных значений отдельных элементов теплового баланса. Определить расчетом все необходимые параметры

ры, встречающиеся в тепловом процессе двигателя, нельзя; надо многими параметрами задаться.

На качество и реальность теплового расчета в значительной степени влияет выбор параметров, которыми надо задаться.

Часть параметров даются при задании.

Остается разумно задаться другими.

Считаю необходимым и правильным задаваться такими величинами, которые, во-первых, мало меняются при различных типах двигателя; во-вторых, могут быть проверены или подсчитаны на базе экспериментов с подобными же машинами; в третьих - теми, численное значение которых влияют конструкции двигателя, и, в четвертых, - теми, которые по своему малому численному значению не могут вызвать большой общей ошибки, если они выбраны неправильно.

Лучше всего задаться следующими величинами:

Степень сжатия ϵ

коэффициент наполнения η_v или P_a

механический коэффициент полного действия η_m

коэффициент избытка воздуха α

степень предварительного расширения $\rho = \frac{V_2}{V_c}$

показатель политропы сжатия n ,

нагрев смеси в канале клапана Δt

окружающая температура T_0

давление и температура выхлопа P_z и T_z

Важно не только правильно задаться определенными величинами; важно и то, чтобы те величины, которыми мы задаемся, были оправданы той проверкой, о которой речь будет дальше. Проверка, как потом увидим, должна заключаться в получении правильного оправданного практически теплового баланса на основе реальных

Данного теплового расчета.

Порядок расчета следующий:

1. Из известной формулы $\eta_v = \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\epsilon \frac{P_a}{P_0} - \frac{P_z}{P_0} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta t}$... 37
 определяем P_a или по P_a определяем η_v . Полученное здесь P_a будет не то, которое имеется в машине в нижней мертвой точке, а увеличенное за счет добавления смеси за период от нижней мертвой точки до момента закрытия всасывающего клапана.

2. Из формулы $T_a = \frac{T_0 P_0 \epsilon}{P_0 (\epsilon - 1) \eta_v + P_z \frac{T_0}{T_z}}$ 38
 определяем T_a . То, что было сказано только что про P_a , относится и к T_a

3. Зная ϵ и показатель политропы сжатия n , получим T_c и P_c по известным формулам

$$P_c = P_a \epsilon^n \text{ и } T_c = T_a \epsilon^{n-1} \quad 39 \text{ и } 40$$

4. Определяем из известных формул коэффициент остаточных газов δ и коэффициент молекулярного изменения μ

5. Определяем $\frac{P_z}{P_c} = \lambda$ из уравнения 18.

В этом уравнении можно или задаться величиной $\xi H - Q_{гор}$, исходя из специфических условий работы двигателя или конструкции двигателя и получить λ , или же задаться λ и получить величину $\xi H - Q_{гор}$.

6. Определив или задавшись λ , можно найти значение величины P_z по известному соотношению $\frac{P_z}{P_c} = \lambda$, а также T_z по соотношению $\frac{T_z}{T_c} = \frac{\lambda}{\mu \rho}$

7. Зная P_z и λ , можно определить P_i , пользуясь формулами для P_i при работе по циклу Сабате.

В самом деле (см. фигуру 4).

Площадь индикаторной диаграммы 2456 равна площади 23456 минус площадь треугольника 234. Если принять то, что изменение давления от P_c до P_z и идет по прямой линии

Как известно, площадь 23456 в килограммометрах равна

$$P_i V_h = \frac{P_a \lambda \varepsilon^n V_h}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda (n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \dots 41$$

Площадь 234 равна в том же измерении

$$\begin{aligned} \square 234 &= \frac{(P_z - P_c)}{2} (V_z - V_c) = \frac{P_c}{2} (\lambda - 1) V_c (\rho - 1) = \frac{P_c}{2} (\lambda - 1) \frac{V_h}{\varepsilon - 1} (\rho - 1) = \\ &= \frac{P_a}{2} \varepsilon^n \frac{V_h}{\varepsilon - 1} (\lambda - 1) (\rho - 1) \dots 42 \end{aligned}$$

Вычитывая последнюю величину из величины площади 23456, получаем, что площадь 2456 равна

$$\frac{P_a \lambda \varepsilon^n V_h}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda (n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] - \frac{P_a}{2} \frac{\varepsilon^n V_h (\lambda - 1) (\rho - 1)}{\varepsilon - 1} =$$

$$\frac{P_a \lambda \varepsilon^n V_h}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda (n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) - \frac{\lambda - 1}{2 \lambda} (\rho - 1) \right] \text{ или}$$

$$P_i = \frac{P_a \lambda \varepsilon^n}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda (n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) - \frac{\lambda - 1}{2 \lambda} (\rho - 1) \right]$$

В этом уравнении показателем политропы расширения пока предварительно задаемся в пределах 1,22 до 1,3, смотря по типу машины и быстротходности.

8. По P_i определяем P_c из уравнения $P_c = P_i \eta_m$

9. Далее имеем $P_c = \frac{33 \eta_v}{C_e \delta \lambda}$. Отсюда определяем C_e

и затем C_i из отношения $C_i = C_e \eta_m$

10. На основании данных индикаторной диаграммы надо определить элементы теплового баланса, что дает возможность проверить правильность выбранных нами величин. Для этой проверки имеем следующие уравнения из первого расчета

Тепло, ушедшее на охлаждение за время сжатия, определяем по формуле $Q_{сж} = A L_{сж} \frac{K_{сж} - 1}{K_{сж} - 1}$

Тепло, ушедшее на работу и нагрев смеси во время горения, получаем из уравнения

$$\xi H - Q_{гор} = A L_{гор} \frac{K_{гор} - 1}{K_{гор} - 1} \dots\dots 20$$

Мы или задаемся этой величиной или получаем ее.

Тепло, действительно оставшееся в двигателе за время расширения получаем из уравнения

$$\varphi H - Q_{рас} = A L_{рас} \frac{K_{рас} - 1}{K_{рас} - 1} \dots\dots 27$$

Тепло, полностью полученное за цикл, равно

$$\xi H + \varphi H + Q_{неп} = H \dots\dots 36$$

Полное тепло, потерянное на охлаждение

$$Q_{сж} + Q_{гор} + Q_{рас} + Q_{вых} = Q_{охл} \dots\dots 34$$

Тепло, потерянное на охлаждение во время выхлопа

$$Q_{вых} = Q_{п.з.} - (L \alpha + 1) (T_{вых} - T_0) C_v \dots\dots 33$$

Использовать эти уравнения для проверки всех принятых и выбранных в расчете величин надо следующим образом:

1. Величиной $\xi H - Q_{гор}$ как видно, можно или задаться и получить L или выбрать L и получить величину $\xi H - Q_{гор}$
2. Раз известны L, r и α , то известны P_2 и T_2 , а следовательно, и $K_{гор}$, также $L_{гор}$. Кроме того, выбрано P_2 .

Тогда, зная r и δ , получим работу расширения $L_{рас}$

Таким образом, правая часть уравнения 27 и 26 известна.

3. В уравнении 34 величину тепла, ушедшего на охлаждение всей машины $Q_{охл}$, равно в существующих машинах в процентах от 12 до 18 от всего введенного тепла в машину, смотря по типу машины, по типу охлаждения, а также по типу и ко-

честву теплового процесса.

4. В уравнении 36 надо выбрать величину $Q_{\text{неп}}$ на основании опыта с данным типом машин и на основании выбранного α .

Самую проверку, принятую при расчете величины, надо проводить следующим образом. Пробежав всю работу по параграфам от 1 до 9, мы имеем все данные для построения индикаторной диаграммы; раз индикаторная диаграмма построена, то правые части уравнений 20, 27 и 26 известны.

Из уравнения 36 мы определяем сумму $\xi H + \varphi H$. Последнюю сумму подставляем в сумму уравнений 20 и 27, из которой определяем сумму $Q_{\text{гор}} + Q_{\text{рас}}$

Построив по рабочей диаграмме энтропийную диаграмму, определим из нея $Q_{\text{п.г.}}$. Тогда из уравнения 33 определим $Q_{\text{вых}}$ $Q_{\text{пл}}$ можно определить и из индикаторной диаграммы. Подставив известную нам теперь величину $Q_{\text{вых}}$ и известную нам сумму $Q_{\text{гор}} + Q_{\text{рас}}$ в уравнение 24, определим $Q_{\text{охл}}$.

Если все решения и все принятые величины были правильными, то $Q_{\text{охл}}$ получится правильным соответствующим типу двигателя и его тепловому процессу и во всяком случае в пределах от 12 - 18% от всего введенного в двигатель тепла.

Пример поверочного теплового расчета выполненного и испытанного двигателя

Пусть дана индикаторная диаграмма и диаграмма всасывания и выхлопа, снятая слабой пружиной.

Из них мы получаем такие величины

$$P_2, P_3, P, P_4, P_5, \frac{V_2}{V_3} = \beta, P_6$$

Значения этих получим для испытанной машины следующие:
 $P_2 = 1,05 \text{ ат}$, $P_0 = 0,05 \text{ ат}$, $P = 1 \text{ ат}$, $P_c = 0,23 \text{ ат}$, $P_1 = 3,7 \text{ ат}$

$$\beta = \frac{\sqrt{P_1}}{\sqrt{P_2}} = 1,15, P_i = 10,3 \text{ ат}, P_e = 9 \text{ ат}$$

Кроме того из испытания имеем $Q_{охл} 17\%$ от введенного тепла
 $T_{вых} = 865^\circ \text{C}$

$$C_e = 0,23 \text{ кг/л.с.ч.}$$

$Q_{неп} = 18\%$ от введенного тепла

$m =$ часть хода поршня от НМТ до момента закрытия всасывающего клапана $= 0,13$.

Порядок расчета следующий:

1. Зная P_e и P_i определяем η_m

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0,23}{10,3} = 0,0223$$

2. Коэффициент наполнения определяем из уравнения 7

$$\eta_v = \frac{P}{P_0} \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon} - m \right)^{\frac{1}{\epsilon - 1}} \left(\epsilon \frac{P_0}{P_0} - \frac{P_2}{P_0} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta t}$$

$$\eta_v = \frac{1}{0,85} \left(\frac{1,2 - 0,13}{1,2} \right)^{1,4} \frac{1}{5} (6,085 - 1,05) \frac{290}{310} = 0,765$$

3. Определяем коэффициент избытка

$$\alpha = \frac{33 \eta_v}{C_e P_i \beta_0 \eta_m} = \frac{33 \cdot 0,765}{0,23 \cdot 10,3 \cdot 1,4 \cdot 7,0 \cdot 0,875} = 0,825$$

4. Относим V_h к одному килограмму топлива

$$V_h = \frac{\alpha \beta_0 + 1}{\beta_0 \beta_v} = \frac{0,825 \cdot 14,7 + 1}{0,765 \cdot 1,315} = 13 \text{ м}^3$$

5. Определяем C_i

$$C_i = 0,220 \cdot 0,875 = 0,202 \text{ кг/л.с. час}$$

$$6. \eta_i = \frac{632}{0,202 \cdot 10200} = 0,307 = 0,31$$

7. Вес засосанной смеси на один килограмм топлива

$$G_c = 13 \cdot 0,765 \cdot 1,375 = 13,9 \text{ кг.}$$

8. Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{105 \cdot 290}{0,765 \cdot 51173} = 0,0675$$

9. Объем смеси в момент закрытия всасывающего клапана, отнесенный к одному килограмму топлива равен

$$V = V_h + V_c - 0,13 V_h = V_h + \frac{V_h}{\epsilon - 1} - 0,13 V_h = 1,07 V_h = 1,07 \cdot 13 = 13,9 \text{ м}^3$$

10. Объем V_a , отнесенный к одному килограмму топлива

$$V_a = 1,2 V_h = 1,2 \cdot 13 = 15,6 \text{ м}^3$$

11. Объем V_c , отнесенный к одному килограмму топлива

$$V_c = \frac{13}{5} = 2,6$$

12. Температура смеси в момент закрытия всасывающего

клапана

$$T = \frac{p \gamma}{\rho_c (\lambda + \gamma) R_c} = \frac{10000 \cdot 139}{13,9 (1 + 0,0675) 27,5} = 370^\circ \text{ абс}$$

13. Определяем T_c

$$T_c = 370 \left(\frac{V}{V_c} \right)^{0,36} = 370 \cdot 1,83 = 675^\circ \text{ абс}$$

14. Работа газов за период от ВМТ до момента наступления максимального давления выраженная в тепловых единицах и отнесенная к одному килограмму топлива

$$A \frac{R_c}{2} (\lambda + 1) V_c (\gamma - 1) 10000 = \frac{1}{427} \frac{9,23}{2} 5 \cdot 2,6 \cdot 0,16 \cdot 10000 = 213$$

15. Индикаторная работа выраженная в тепловых единицах и отнесенная к одному килограмму топлива

$$\frac{10,3 \cdot 13 \cdot 10000}{427} = 3140 \text{ кал}$$

$$\eta_i = \frac{3140}{10200} \approx 0,307$$

16. Топливо, ушедшее на нагрев смеси за период от ВМТ до наступления максимального давления

$$C_v (\alpha L_0 + 1 + \gamma) T_c \left(\frac{\lambda p}{p} - 1 \right) = 0,215 (0,825 \cdot 14,7 + 1,0675) 675 \cdot 3,35 = 6150 \text{ кал}$$

17. Определяем величину $\xi H - Q_{гор}$

$$\xi H - Q_{гор} = 6150 + 213 = 6363$$

18. Определяя эту величину другим способом по уравнению

20. Для условий горения показатель адиабаты κ равен 1,32.

$$\text{Тогда } \eta_{гор} = \frac{\log_n \frac{P_2}{P_1}}{\log_n \frac{V_2}{V_1}} = \frac{\log_n 4}{\log_n 1,15} \approx 10$$

$$\text{Тогда } \xi_{H-Q_{гор}} = \eta \cdot L_{гор} \frac{1,32-10}{1,32-1} = 212,27 = 5750$$

Примем для величины $\xi_{H-Q_{гор}}$ среднюю величину из двух определенных $\xi_{H-Q_{гор}} = \frac{1363+5750}{2} = 6056$

19. Работа сжатия от момента закрытия всасывающего клапана до ВМТ выраженная в тепловых единицах и отнесенная к одному килограмму топлива

$$L_{сж} = \eta \frac{R_c T_1}{n_1 - 1} \left[\left(\frac{P_1}{P} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1}{4,27} \cdot \frac{14}{0,06} \cdot 27,5 \cdot 368 \left[(9,23)^{0,264} - 1 \right] = 725 \text{ кал}$$

от всего введенного тепла $\frac{725}{10200} = 0,071$ или $\approx 7\%$

20. Работа расширения равна сумме индикаторной работы и работы сжатия без работы предварительного расширения, т.е.

$$725 + 3140 - 213 = 3652$$

21. Определяем величину $\varphi_{H-Q_{рас}}$

$$\varphi_{H-Q_{рас}} = \eta L_{рас} \frac{K_{рас} - n_2}{K_{рас} - 1} = 3652 \frac{1,52 - 1,22}{0,32} = 1142$$

22. Тепло, потерянное на охлаждение во время периода сжатия

$$Q_{сж} = \eta L_{сж} \frac{1,4 - 1,36}{0,4} = 725 \cdot 0,1 = 72,5 \text{ кал}$$

23. Согласно уравнений 20 и 26 получаем

$$\xi_{H+Q} + \varphi_{H-Q} - (Q_{гор} + Q_{рас}) = 6056 + 1142 = 7198$$

24. Полная потеря тепла на охлаждение

$$Q_{сж} + Q_{гор} + Q_{рас} + Q_{вых} = 0,17 \cdot 10200 = 1734$$

25. Уравнение 36 дает

$$\xi_{H+Q} + \varphi_{H-Q} + Q_{пот} = 10200 \text{ кал}$$

но $Q_{неп} = 0,18 \cdot 10200 = 1836$

следовательно $\sum H + \psi H = 10200 - 1836 = 8364$

26. Принимая во внимание последнее равенство и равенство по пункту 23, получим

$$Q_{гор} + Q_{рас} = 8364 - 7198 = 1166$$

или от всего введенного тепла

$$\frac{1166}{10200} = 0,113 \quad \text{или } 11,3\%$$

27. $Q_{вых}$, полученная из равенства по пункту 24

$$Q_{вых} = 0,17 \cdot 10200 - Q_{сж} - (Q_{гор} + Q_{рас}) = 1734 - 72 - 1072 = 590$$

$$28. Q_{пр.гор} = 590 + 0,27 \cdot 13,1(865 - 15) = 590 + 3009 \approx 3600$$

или от введенного тепла $\frac{3600}{10200} = 0,353$, или 35,3%

29. $Q_{вых}$ от всего введенного тепла

$$\frac{590}{10200} = 0,0576 \quad 5,7\%$$

30. Сходимость отдельных цифр баланса с полученным количеством тепла следующая. Как видно из энтропийной диаграммы, полное введение в машину количества тепла равно сумме: тепла, ушедшего на индикаторную работу, тепла, ушедшего на охлаждение во время сжатия, полного тепла продуктов горения, тепла, ушедшего на охлаждение во время горения и расширения, тепла, не выделившегося вследствие неполноты горения, тепла, ушедшего на лучеиспускание Q_n и на нагрев масла Q_m

Тогда согласно предыдущего расчета

$$30,7 + 0,7 + 35,3 + 11,3 + 18 + Q_n + Q_m = 96,3 + Q_n + Q_m + Q_{неув}$$

Здесь $Q_{неув}$ неувязка расчета от накопления ошибок в замерах и расчете.

$$\text{Таким образом } Q_{неув} + Q_n + Q_m = 3,7\%$$